

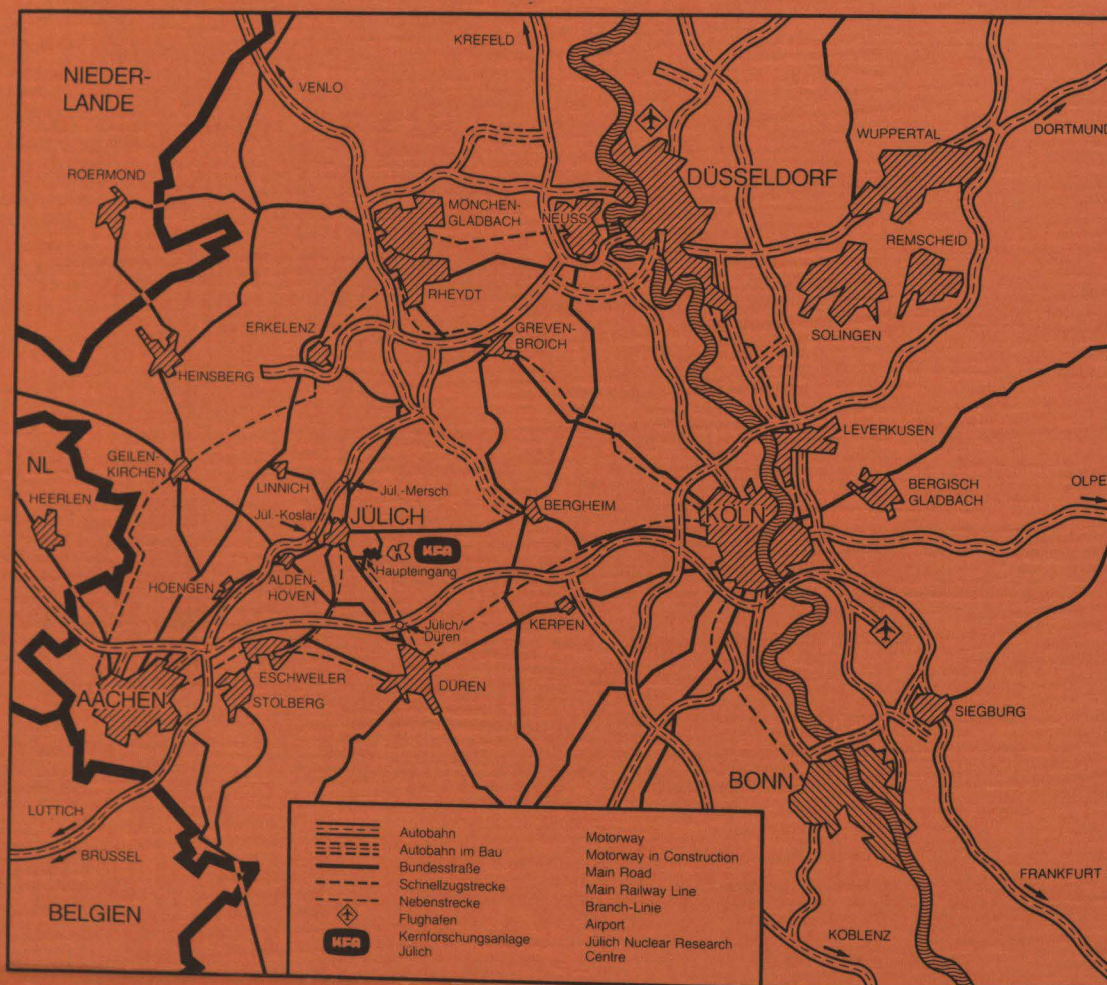


KERNFORSCHUNGSANLAGE JÜLICH GmbH
Technische Dienste

**Entwicklung und Konzipierung
eines Antriebes zur
Neutronenreflexion (Dopplereffekt)**

von
O. Kirsch

Jül-Spez-257
Mai 1984
ISSN 0343-7639



Als Manuskript gedruckt

Spezielle Berichte der Kernforschungsanlage Jülich – Nr. 257

Technische Dienste Jül-Spez-257

Zu beziehen durch: ZENTRALBIBLIOTHEK der Kernforschungsanlage Jülich GmbH
Postfach 19 13 · D-5170 Jülich (Bundesrepublik Deutschland)
Telefon: 02461/610 · Telex: 833556-0 kf d

**Entwicklung und Konzipierung
eines Antriebes zur
Neutronenreflexion (Dopplereffekt)**

von
O. Kirsch

Inhaltsverzeichnis

	Seite
1. Einleitung mit:	1
Anforderungskatalog	2
Terminplan	4
Arbeitsplan	5
2. Informationen zum Pi-Spektrometer	6
2.1 Aufbau und Funktion	6
2.2 Physikalischen Grundlagen zum Kristall	8
2.3 Energieauflösung	9
2.4 Dopplergeschwindigkeit	12
2.5 Allgemeines zum Antrieb	13
2.5.1 Realisierte Geräte und Versuchsmodelle	13
3. Abstraktion der Aufgabe mit Hilfe des Anforderungskatalog	15
3.1 Aussagen zu den einzelnen Forderungen	15
3.2 Vorberechnungen zum Dopplerantrieb	20
3.2.1 Überschlagsrechnung zur Massenbestimmung des Kristallträgers	20
3.2.2 Bestimmung von Periodendauer, Frequenz, Beschleunigung	20
3.2.3 Geschwindigkeitsdiagramme	22
3.2.4 Werte und Diagramme zur Trapezkurve	22
3.2.5 Aufteilung der Forderungen in Hauptgruppen	24
4. Aufstellen von Lösungsvarianten und Grobauswahl	26
4.1 Mechanische Lösungsvorschläge	26
4.1.1 Schraubengetriebe	26
4.1.2 Zahnradgetriebe	28
4.1.3 Kurvengetriebe	28
4.1.4 Koppelgetriebe	29
4.2 Hydraulische Lösungsvorschläge	30
4.3 Pneumatische Lösungsvorschläge	31

4.4	Elektrische Lösungsvorschläge	32
4.4.1	Schrittmotor	34
4.4.2	Gleichstromlinearmotor	34
4.4.3	Synchronearmotor	35
4.4.4	Asynchronearmotor	35
5.	Wertanalyse: Antriebslösungen (Nutzwertanalyse)	36
5.1	Form und Inhalt der Wertanalyse	36
5.2	Ausarbeitung der Informationstabellen und der Wertanalyse	42
5.3	Entscheidungsgrundlage	45
5.4	Entscheidung	46
6.	Wertanalyse: Führungen (Nutzwertanalyse)	47
6.1	Inhalt der Analyse	47
6.2	Ergebnis der Wertanalyse: Führungen	53
7.	Konzipierung des mechanischen Teils des Doppler-Antriebes	55
7.1	Dimensionierung der Führung	55
7.1.1	Führungsverhältnis	56
7.1.2	Technische Daten der Führung	57
7.1.3	Lebensdauer, Einbau, Wartung der Führung Führungsbauteile	58
7.2	Dimensionierung des Monochromatorschlittens und des Monochromators	58
7.2.1	Berechnung der Durchbiegung von Monochromatorhalter und Monochromator	59
7.2.2	Kontrollrechnung nach der Methode Finite Elemente	63
7.2.3	Massenausgleich	69
7.3	Dimensionierung des Ankopplungssystems von Hydraulikzylinder und Monochromator- schlitten	70

7.3.1	Berechnung des Krafteinlenkungsstabes	70
7.4	Auslegung des Antriebsgstell	73
7.5	Ausrichtung (2 <i>f</i>) des Antriebes	74
7.6	Fundament des Antriebes	76
8.	Zusammenfassung	77
9.	Literaturhinweise	78
10.	Anhang (getrennt in zusätzlichem Ordner)	84

1 Einleitung

Die ständige Weiterentwicklung auf den Gebieten der Wissenschaft und Technik ist nur durch Forschung gewährleistet. Ein großes Gebiet der Forschung ist die Grundlagenforschung.

Diese Form der Forschung wird auch am Neutronenrückstreuenspektrometer der Kernforschungsanlage Jülich betrieben. Das erste Rückstreuenspektrometer wurde 1971 in Betrieb genommen. Nun soll bis 1985 ein neues, verbessertes, Spektrometer entwickelt und gebaut werden.

Mit Hilfe dieser Experimentanlage soll die Diffusionskonstante von Wasserstoff, in Abhängigkeit von der Temperatur, aus Metalllegierungen bestimmt werden. Die Dauer der Experimente beläuft sich auf einige Tage. Während dieser Zeit kann die Temperatur der Probe zwischen 2 K - 1200 K variiert werden.

Wie in der Grundlagenforschung immer neue Wege beschritten werden, so muß auch die dazu verwendete Technik, in der Regel, neuentwickelt werden.

Ein neuzuentwickelndes Gerät ist ein Antrieb (Doppler-Antrieb) der eine Kristallträgerplatte (Monochromator) oszillierend translatorisch bewegt (dopplerbewegt). Am Monochromator werden Neutronen reflektiert mit Hilfe der Bragg-Rückstreuung. Durch Anwendung des Dopplereffektes wird die Geschwindigkeit der reflektierten Neutronen variiert.

Aufgabe dieser Diplomarbeit war es einmal durch Untersuchungen (Nutzwertanalyse) den Antrieb zu finden, welcher die gestellten Anforderungen (Seite 2) am besten erfüllt, und danach diesen Antrieb zu konstruieren.

Vorhanden war ein mechanischer Antrieb, der die gestellten höheren Anforderungen nicht mehr erfüllen konnte.

Anforderungskatalog

Geschwindigkeit - Zeit - Kurve	: Sinus
	: angestrebt Dreieck
Scheitelwertgeschwindigkeit max	: 2,5 m/s
Scheitelwertgeschwindigkeit regelbar	: 0,2 bis 2,5 m/s
Homogene Bewegung:	
Oberschwingungsamplitude	: $\leq 0,2$ cm/s
Oberschwingungsfrequenz	: ≤ 30 Hz
Präzision	: Verkippungswinkel $\leq 0,01^\circ$
Hub	: ≤ 200 mm
Lebensdauer	: 10 000 Std.
Kristallträgerdicke	: ≤ 20 mm
Betriebsweise	: wartungsarm
	: sauber
Massenausgleich	: angestrebt vollkommener Massenausgleich
Zusätzlich:	
Geschwindigkeit - Zeit - Kurve	: Trapez
Scheitelwertgeschwindigkeit	: bis 4 m/s
Hub	: 200 - 400 mm

Erläuterung zum Terminplan und Arbeitsplan

Da die Zeit, die für die Diplomarbeit zur Verfügung stand, begrenzt war, wurde ein Terminplan und ein Arbeitsplan aufgestellt. Beide zusammen ermöglichten es den vorhandenen Zeitraum sinnvoll einzuteilen und die komplexe Arbeit übersichtlich und zügig zu bearbeiten. Die gestellten Ziele (Entwicklung und Konstruktion des Antriebes) konnten dadurch erreicht werden. Eine Kontrolle des Arbeitsflusses und der Arbeitsergebnisse konnte an Hand von Terminplan und Arbeitsplan durchgeführt werden.

Das Aufstellen von Terminplan und Arbeitsplan gehörte mit zur Vorbereitungsphase. Sie wurden einmal allgemein aufgestellt und dann, zu der Aufgabenstellung speziell, ausgearbeitet. Sowohl Terminplan als auch Arbeitsplan sollten zu jeder Entwicklungs- und Konstruktionsaufgabe dazugehören.

Terminplan : DOPPLERANTRIEB

	Phase I				Phase II		Phase III		Phase IV		Phase V														
	Vorbereit- ung																								
		Arbeitskonzept zur Lösungs- findung																							
		Spezifizierung																							
		Entwurf																							
Konstruktion																									
Woche	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24	25
Datum	15.08.83			1.09.83			1.10.83			15.11.83			15.12.83			1.02.84									

A r b e i t s p l a n =====

Phase I: Vorbereitung:

- 1 Klärung der Aufgabenstellung
 - 1.1. Anforderungskatalog aufstellen
 - 1.2. Allgemeine Information zum Gesamtprojekt
 - 1.2.1 Physikalische Grundlagen, Aufbau, Zeichnungen
 - 1.3 Allgemeine Informationen zum Gerät
 - 1.3.1 Physikalische Grundlagen, Einbauraum, etc.
 - 1.3.1 Versuchsmodelle und realisierte Geräte

Phase II: Arbeitskonzept zur Lösungsfindung:

- 2 Abstraktion der Aufgabe mit Hilfe des Anforderungskataloges
 - 2.1 Grundsätzliche Aussagen zu den Anforderungen an den Antrieb
 - 2.2. Vorberechnungen, Diagramme,
 - 2.3. Aufstellen von Lösungsvarianten
 - 2.3.1 Grobe Auswahl durch Anforderungskatalog
 - 2.4. Durchführung einer Wertanalyse mit erfolgversprechenden Lösungen
 - 2.5. Durchführung einer Wertanalyse bei eigenständigen Teillösungen
 - 2.6. Skizzen entwerfen.

Phase III: Spezifizierung:

- 3 Lösungsvorschlag detailliert ausarbeiten
 - 3.1. Schwerpunkte festlegen
 - 3.2. Berechnungen durchführen
 - 3.3. Versuche durchführen (wenn notwendig)
 - 3.4. Vorentwürfe anfertigen

Phase IV: Entwurf

- 4 Entwürfe anfertigen
- 4.1. Auswertung mit Diskussion
- 4.2. Korrekturen bzw. Änderungen
- 4.3. Entscheidung über Entwurf

Phase V: Konstruktion

- 5 Ausführung
- 5.1. Berechnung
- 5.2. Konstruieren
- 5.3. Detaillieren

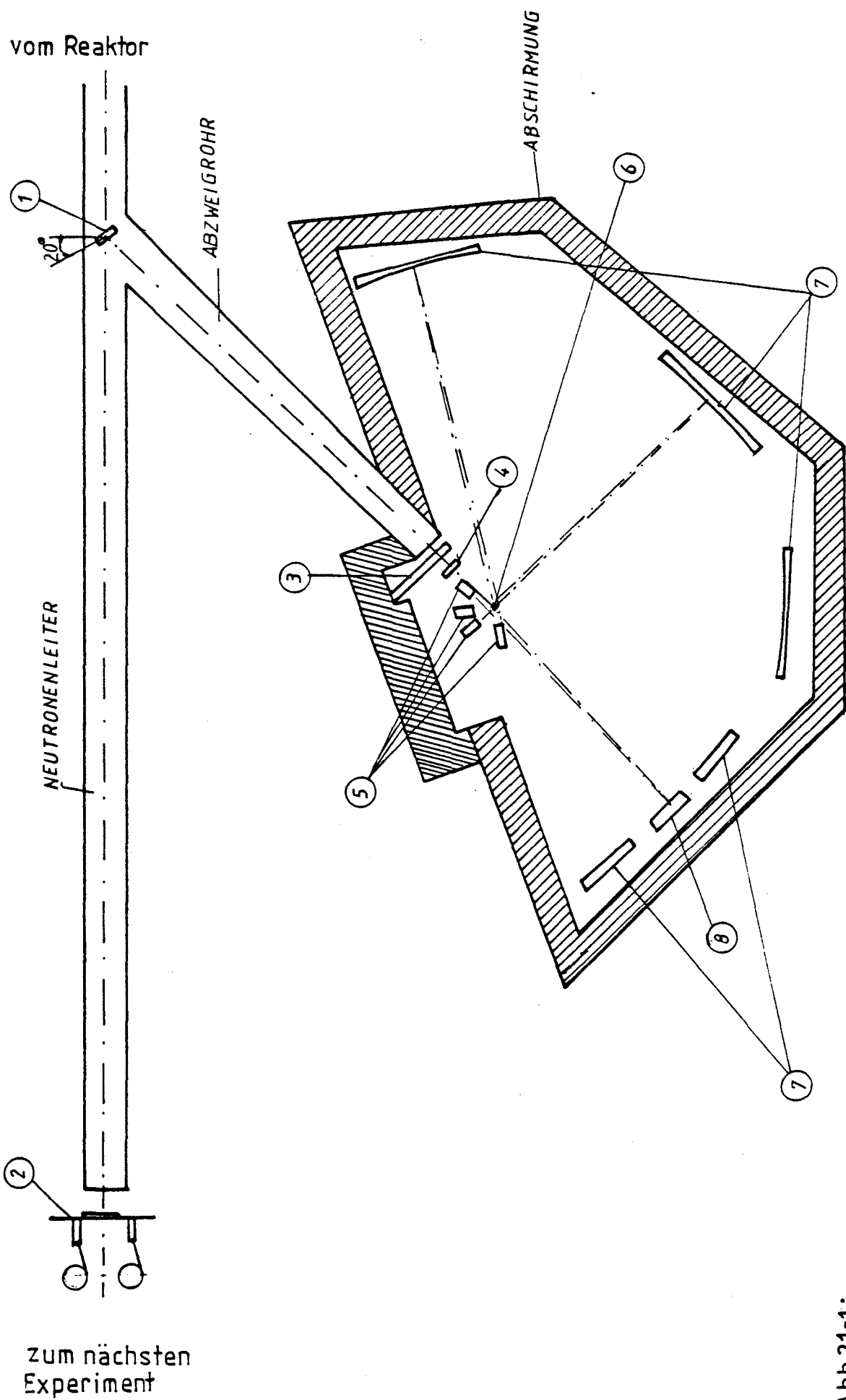


Abb 21-1:
SCHEMATISCHE DARSTELLUNG des π -SPEKTROMETERS

2. Informationen zum Pi - Spektrometer

2.1 Aufbau und Funktion

s. Abb. 2.1-1

Von der Neutronenquelle des Reaktors FRJ-2 gelangt ein polygotomatischer Neutronenstrahl durch den Neutronenkanal (Maße $70 \times 100 \text{ mm}^2$) am Chopper vorbei(1), zum Monochromator(2). Auf den Monochromator sind (111)-orientierte Siliciumeinkristalle aufgeklebt. Der Monochromator wird von einem Geschwindigkeitsantrieb in Strahlrichtung dopplerbewegt. Am Monochromator treffen nur noch 50% der Neutronen ein. Der Anteil, den der Chopper passieren läßt. Der Monochromator reflektiert einen Neutronenstrahl ganz bestimmter Geschwindigkeit (abhängig vom Aufbau des Monochromators und seiner Bewegung). Der nichtreflektierte Teil der Neutronen läuft weiter zum nächsten Experiment. Wobei die Transmission abhängig ist vom Monochromatormaterial und dessen Dicke.

Der reflektierte Strahl trifft auf den Chopper(1) und wird im Idealfall vollständig in das Abzweigrohr reflektiert, das sich zum zweiten Chopper(3) verjüngt und dort die Maße $30 \times 30 \text{ mm}^2$ hat. Dieser Chopper hat die Aufgabe, den Strahl zu unterbrechen und synchron dazu, die Zähl Elektronik der Zählrore(5) zu steuern. So wird verhindert, daß Neutronen, welche direkt von der Probe in die Zählrohre gelangen(5), gezählt werden.

Hinter dem Chopper sind Spaltkammern(4) aufgebaut. Diese zählen die einfallenden Neutronen und ermöglichen Diagrammaufzeichnungen mit der Intensitätsverteilung in Abhängigkeit von der Geschwindigkeit oder Energie nach Abb. 2.1-2 .

Die Spaltkammern haben nur eine Nachweiswahrscheinlichkeit von $10^{-2} - 10^{-3}$, um eine starke Strahlschwächung zu verhindern. Spaltkammern sind Ionisationskammern, deren Elektroden mit einem spaltbaren Material, z.B. ^{235}U , beschichtet sind. Entsprechend den auftreffenden Neutronen entstehen aus dem spaltbaren Material Spaltprodukte, die stark ionisieren. Diese ergeben in

der Ionisationskammer Ladungsimpulse, die in einem Zählgerät verarbeitet werden können.

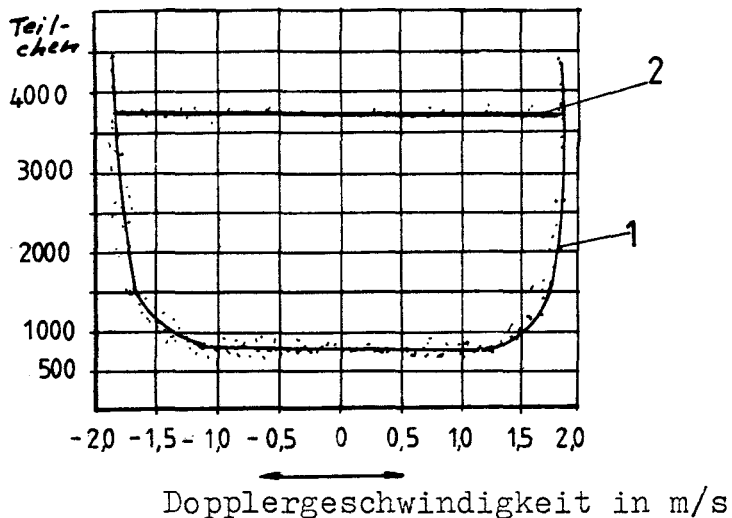


Abb. 2.1-2 : Intensitätsverteilung bei Geschwindigkeits-

Kurve 1: Sinus

Kurve 2: Dreieck

Nach Passieren der Spaltkammern fällt der Neutronenstrahl auf die Metallpulverprobe(6) und wird reflektiert. Die Neutronen fallen auf die Analysatorkristalle(7). Hier tritt eine erneute Reflexion ein. Die Analysatorkristalle analysieren die Neutronen nach Richtung und Energie.

Die Kristalle bestehen aus sechseckig geschnittenen 0,4 mm dicken (111) - orientierten Siliciumeinkristallen. Diese sind auf kugelförmig ausgedrehten Kunststoffplatten aufgeklebt, die einen Krümmungsradius von 1,5 m haben. Jedes Kugelsegment enthält 800 Siliciumeinkristalle mit je einer Fläche von 2,6 cm². Die Kugelsegmente sind so justiert, daß die reflektierten Neutronen in eines der Zählrohre(5) hinter oder neben der Probe fokussieren. Es kann in 4 Richtungen gleichzeitig gemessen werden. Mit einem Monitor(8) wird der Wirkungsquerschnitt der Probe gemessen.

Die Geschwindigkeit des Monochromators wird mit einer Induktionsspule gemessen. In dieser Spule induziert ein Magnetkern, der starr an den Monochromator gekoppelt ist, ein Spannungssignal, welches direkt proportional der Geschwindigkeit des Monochromators ist. Die Ausgangsspannung wird digitalisiert und gibt in Verbindung mit einem Zählrohrcode die Kanalnummer der Kernspeicher an, in welche die Neutronen nach Dopplergeschwindigkeit und Zählrohrnummer sortiert werden.

Daraufhin kann man Auflösungskurven nach Abb. 2.1-3 aufnehmen.

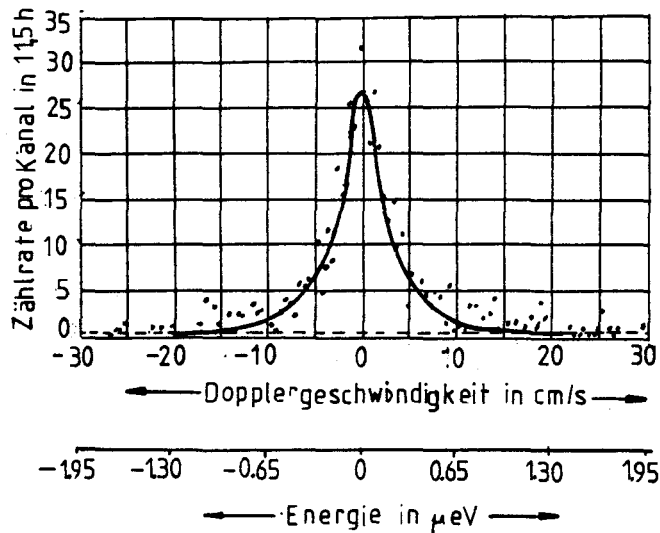


Abb. 2.1-3

2.2. Physikalische Grundlagen zum Kristall

Wenn ein Neutronenbündel auf einen Kristall auftrifft, werden alle Neutronen, deren Wellenlänge die Bedingung von Bragg erfüllen, eine Interferenzreflexion erfahren.

Bragg-Gleichung:
$$\sin \Theta = \frac{n \cdot \lambda}{2 \cdot d}$$

Θ Bragg-Winkel

d Abstand der Gitterebenen

n 1,2 (Ordnung der Reflexion)

Beim Pi-Spektrometer wirkt im wesentlichen nur die Reflexion erster Ordnung.

Reflexion höherer Ordnung besitzen geringere Intensität, da der Reflexionsfaktor wie $\frac{1}{n^2}$ abnimmt.

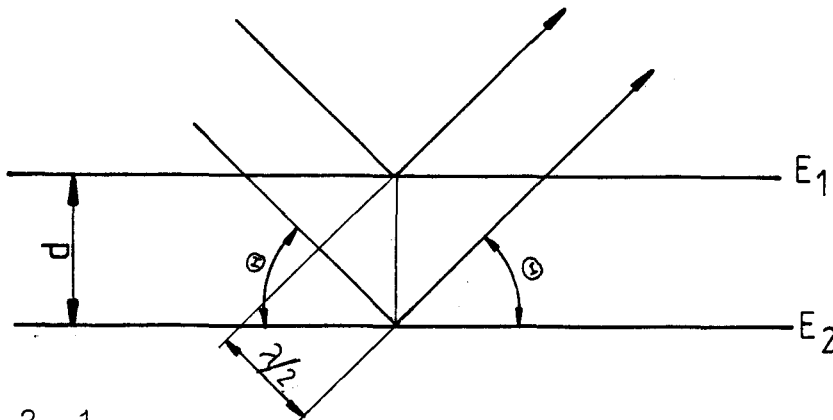


Abb. 2.2.-1

Reflexion eines Neutronenstrahl an einem Kristallgitter (E1, E2, Gitterebenen)

Dieser physikalische Vorgang, der Reflexion nach Bragg, findet beim Pi-Spektrometer sowohl am Monochromator als auch an den Analysator-kristallen statt. Durch entsprechende Wahl von Θ kann man auf diese Weise, aus einem polyenergetischen Neutronenbündel, Neutronen der gewünschten De-Broglie Wellenlänge ausblenden. Die reflektierten Neutronen haben bei einer bestimmten Wellenlänge eine bestimmte Geschwindigkeit und Energie.

2.3. Energieauflösung

Was dieses Pi-Spektrometer der KFA Jülich auszeichnet, ist seine außergewöhnlich gute Energieauflösung. Diese wird erreicht mit Hilfe größtmöglicher Bragg-Winkel am Monochromator. Der angestrebte Bragg-Winkel muß nahe an 90° liegen. ($\geq 89^\circ$)

Bragg-Gleichung: $\tau = 2k \cdot \sin\Theta$

$$\tau = \frac{2 \pi}{d}$$

$$k = \frac{2 \pi}{\lambda}$$

k = Wellenfaktor

d = Netzebenenabstand

λ = Wellenlänge

Aus der Bragg-Gleichung kann die Energieauflösung berechnet werden.

$$\frac{\Delta E}{E} = 2 \frac{\Delta k}{k} = 2 \cot \Theta \Delta \Theta + 2 \frac{\Delta \tau}{\tau} \quad (3)$$

Term1 Term2

$\Delta \Theta$ enthält die Winkeldivergenz und die Mosaikstruktur des Kristalls (minimaler Wert $\Delta \Theta = 10^\circ$).
(Monochromator und Analysatorkristalle)

$\Delta \tau$ ist ein Maß für die Unschärfe des Netzebenenabstandes und für die Unreinheit (Extinktion) des Kristalls. Ist die Unschärfe zu gering, werden zu wenig Neutronen aus dem Strahl reflektiert.

Bei anderen Spektrometern wurde die Auflösung immer durch den 1. Term von Formel (3) bestimmt und ist von der Größenordnung 10^{-2} . Für häufig verwendete Monochromatorkristalle ist bei niedrig indizierten Reflexen der 2. Term von der Größenordnung 10^{-4} bis 10^{-5} . Das beste Energieauflösungsvermögen mit maximal erreichbarer Intensität erhält man, wenn man den 1. Term durch Vergrößern des Braggwinkels dem 2. Term anpaßt. Dies ist der Fall bei $\geq 89^\circ$. Die gute Energieauflösung des π -Spektrometers wird sowohl am Monochromator, als auch am Analysatorkristall erreicht durch Bragg-Rückstreuung.

Um eine gute Energieanalyse zu erhalten, kann man verschiedene Wege gehen. Einmal durch Variation des Bragg-Winkels, welches eine komplizierte Aufgabe wäre, da sowohl der Monochromator als auch die Analysatorkristalle ständig ausgerichtet werden müßten.

Weit einfacher ist es, Term 1 nach der Einrichtung nicht mehr zu verändern und stattdessen τ von Term 2 zu verändern. Term 2 hat von der Herstellung her einen festen Wert. Es kann aber durch Variieren des Druckes oder der Temperatur der Gitterparameter d verändert werden und damit τ von Term 2. Eine weitere Möglichkeit ist die direkte Änderung von τ durch Dopplerbewegung des Kristalls.

Dopplergeschwindigkeit	Temperatur	Druck (Näherung)	Energie- änderung
m/s	°C	bar	µeV
0,5	309,3	79 - 793	1,30
1,0	610,5	158 - 1587	5,23
2,0	1220,1	317 - 3175	20,90
2,5	1526,3	396 - 3968	32,66

Tabelle 2.3.-1: Werte verschiedener Methoden zur Realisierung gleicher Energieänderung durch Druck oder Temperatur oder Dopplerbewegung.

Durch die Kristalle wird der monochromatische Strahl erzeugt, welcher bei stillstehendem Monochromator eine Geschwindigkeit von 630 m/s hat. Dies entspricht einer Energie von 2,074 meV. Die Geschwindigkeit der reflektierten Neutronen ist abhängig von der Art der verwendeten Kristalle.

Folgende Beziehungen gelten: Dopplergeschwindigkeit ist Vergleichsgrundlage.

Temperatur

$$\frac{\Delta V}{V} = \alpha \cdot T$$

ΔV : Dopplergeschwindigkeit

V : Geschwindigkeit der Neutronen

α : Thermischer Ausdehnungskoeffizient

$$\alpha = 2,6 \cdot 10^{-6}/K$$

T : Temperaturänderung

Druck

p : Druck

α : Kompressibilität

$$\frac{\Delta V}{V} = \alpha \cdot p$$

$$\alpha = 1 \cdot 10^{-3} \text{ bis } 1 \cdot 10^{-2} \text{ kbar}^{-1}$$

(Näherungswert)

2.3. Dopplergeschwindigkeiten

Die Neutronen, welche vom Monochromator reflektiert werden, haben folgende relative Geschwindigkeiten.

I stillstehender Monochromator

V_M	V_N	V_{rN}
0 m/s	630 m/s	630 m/s
	←	→

II Bewegung mit Strahlrichtung

V_M	V_N	V_{rN}
2 m/s	632 m/s	628 m/s
←	←	→

III Bewegung entgegen Strahlrichtung

V_M	V_N	V_{rN}
2 m/s	628 m/s	632 m/s
→	←	→

V_N : Geschwindigkeit der ankommenden Neutronen

V_M : Geschwindigkeit des Monochromators

V_{rN} : Geschwindigkeit der reflektierten Neutronen

2.4. Allgemeines zum Antrieb

Wie aus Tabelle 2.3.-1 erkennbar ist, ist es am einfachsten die Variation der Geschwindigkeit und damit der Energie durch Dopplerbewegung vorzunehmen. Dazu ist es nötig einen entsprechenden Antrieb bereitzustellen, welcher in der Lage ist, den gewünschten Dopplereffekt zu erzeugen.

2.4.1 Realisierte Geräte und Versuchsmodelle

Im bisherigen Spektrometer wurde das Prinzip der Schubkurbel, zur Realisierung eines Dopplerantriebes, benutzt.

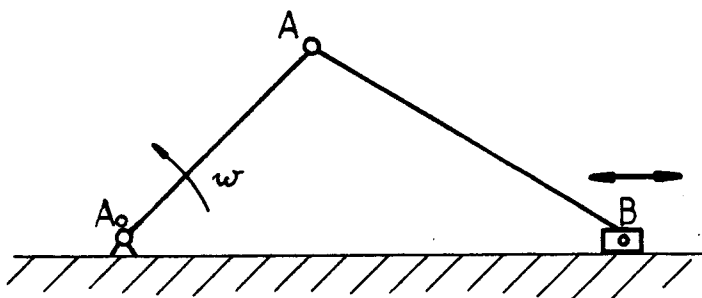


Abb. 2.4.1.-1: Prinzip der Schubkurbel

Die Geschwindigkeitskurve der Abtriebseinheit ist immer eine Sinuskurve. Die Geschwindigkeit hängt nur von der Winkelgeschwindigkeit und der Länge der Pleuellstange ab.

$$V = \omega \cdot r$$

ω : Winkelgeschwindigkeit
 r : Pleuellradius

Da r constant ist wird V nur über die Frequenz geändert.

Die maximale Geschwindigkeit des realisierten Antriebes betrug 1 m/s. Es bestand aus zwei umgebauten Benzinmotoren, deren Pleuellwellen über einen Zahnriemen gekoppelt waren. Der Pleuelltrieb wurde von einem stufenlosen, regelbaren Elektromotor angetrieben. (siehe Abb. 2.4.1-1)

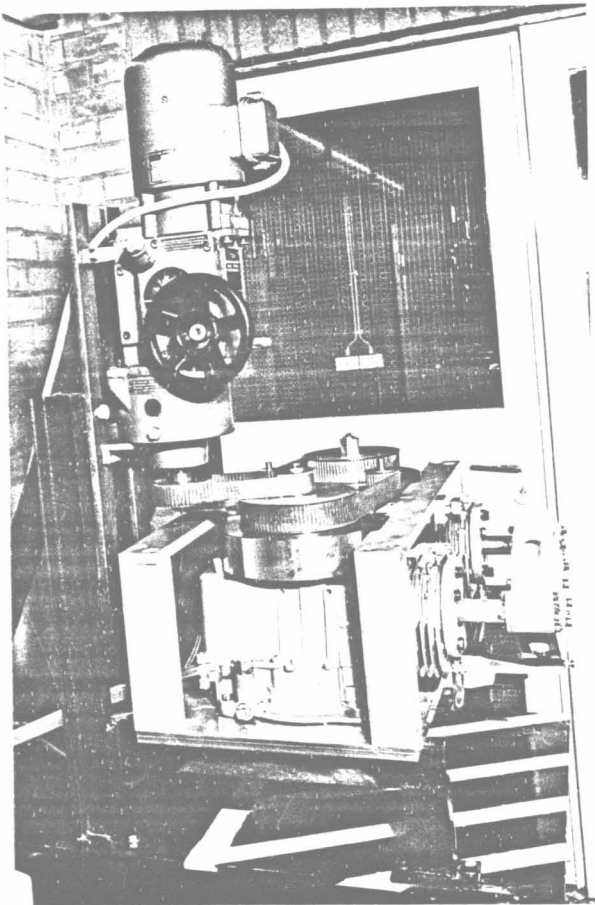


Abb. 2.4.1-1: Realisierter Antrieb

Da der bisherige Antrieb nur eine maximale Scheitelwertgeschwindigkeit von 1 m/s realisieren konnte, gab es verschiedene Versuche, Geräte zu entwickeln, welche in der Lage sind höhere Doppler-Geschwindigkeiten zu ermöglichen. Man versuchte die Schwingungen von Lautsprechern auszunutzen um den Dopplereffekt zu erzeugen. Dann wurde auch ein Versuchsmodell, welches das Prinzip des Kurvenzylinders benutzte, verwendet. Beide Modelle konnten die gestellten Anforderungen nicht erfüllen. Im Kapitel 4.1.3 wird noch einmal auf den Kurvenzylinder eingegangen.

3 Abstraktion der Aufgabe mit Hilfe des Anforderungskatalog

Um einen allgemeinen Überblick der technischen Probleme zu erhalten, die mit der Entwicklung des Antriebes verbunden sind, war es nötig, diese Aufgabe in ein abstraktes Schema zu fügen. Durch Heranziehen des Anforderungskataloges war es weiterhin möglich, einmal die Anforderungen zu konkretisieren, Unstimmigkeiten durch Rückfragen zu beseitigen und Folgeprobleme zu erkennen. Auch später war das Lastenheft immer der Orientierungspunkt.

Weiterhin war ein Schwerpunkt der Arbeit, erst einmal die optimale Lösung zu finden. Dafür sollten Lösungsmöglichkeiten verglichen und eine entsprechende Vergleichsgrundlage geschaffen werden. Diese Grundlage sollte eine Wertanalyse sein, mit deren Hilfe die aussichtsreichsten Lösungen (Kapitel 5) untersucht werden. Informationen zur Gestaltung und Durchführung von Wertanalysen wurde in einschlägiger Literatur gefunden. Auch für die spätere Durchführung dieser Wertanalyse waren die folgenden Aussagen eine hilfreiche Einleitung.

3.1 Aussagen zu den einzelnen Forderungen

Es werden hier Forderungen, welche sich gegenseitig beeinflussen zusammengefaßt und ihre Merkmale erläutert. Eine Einschätzung des Schwierigkeitsgrades der Forderung wurde möglich und zusätzlich konnten konstruktive Einflüsse erkannt werden.

- Geschwindigkeitskurve muß mindestens eine Sinuskurve sein, angestrebt wird eine Dreieckskurve
- maximale Scheitelwertgeschwindigkeit mindestens 2,5 m/s
- maximaler Hub 200 mm

Die Funktion $v = f(t)$ (s. Abb. 3.2.2-1; 3.2.2-2) ist eine periodische Funktion, wobei ein entsprechender Antrieb ständig

Beschleunigungs- und Bremsphasen durchlaufen muß. Bei der Sinuskurve heißt dies, daß sich die Kräfte laufend ändern. Bei der Dreieckskurve bedeutet dies, constante Kräfte bis in die Scheitelpunkte. Im Scheitelpunkt hat die Dreieckskurve einen Beschleunigungssprung. Die Folge ist ein Ruck in der Bewegung durch plötzliche Kraftänderung und dies muß unbedingt vermieden werden. Eine Dreieckskurve wird deshalb nur angenähert zu realisieren sein. In den Umkehrpunkten (Nulldurchgang) ändert sich die Bewegungsrichtung. Dies kann durch Zwanglauf oder durch Steuereinheiten geschehen und ist abhängig von der Antriebsart.

Durch die begrenzte Hublänge von 200 mm ist es nicht möglich die Periodendauer unbegrenzt zu vergrößern. Dabei können die Belastungen, die aus der zu erwartenden hohen Beschleunigung entstehen, nicht vermieden werden. Bei hoher Beschleunigung und kleiner Periodendauer sind zusätzlich hohe Anforderungen an die Dynamik, Steifigkeit, Führungssystem usw. des Antriebes gestellt.

- wartungsarmer Betrieb bei einer Lebensdauer von 10000 Std.
- saubere Betriebsweise

Diese Forderungen setzen voraus, daß Werkstoffe und Bauteile verwendet werden, welche

- verschleißfrei sind oder zumindest geringem Verschleiß unterliegen
- nicht oder gering störanfällig sind
- keiner Schmierung bedürfen oder so konstruiert sind, daß sie trotz Schmierung sauber arbeiten
- falls Teile störanfällig sind, diese außerhalb der Anlage zugänglich installiert werden

Die Anforderungen müssen erfüllt werden, da der Antrieb ca. 10 - 15 Jahre in Betrieb bleiben soll. Während dieser Zeit kann

die Anlage durchschnittlich alle 4 Wochen betreten werden, wenn der Neutronenstrahl gesperrt wird.

- Scheitelwertgeschwindigkeit muß regelbar sein von 0,2 m/s - 2,5 m/s
- homogene Bewegung möglichst ohne Oberschwingungen, zulässige Oberschwingungsamplitude $\leq 0,2$ cm/s bei einer Frequenz ≤ 30 Hz

Regelbare Scheitelwertgeschwindigkeit heißt, daß jeder Wert von 0,2 m/s bis 2,5 m/s angefahren werden kann. Dabei muß der Antrieb aber immer in der Lage sein, eine homogene Bewegung zu realisieren. Dazu ist es nötig, daß die Führung des Kristallträgerhalters kein Ruckgleiten besitzt (Stick-Slip), der Antrieb selbst eine stoß- und ruckfreie Bewegung ermöglicht. Weiterhin muß der Antrieb spielfrei arbeiten, speziell in den Umkehrpunkten und die Geschwindigkeitskurve stetig durchlaufen. Dies ist besonders wichtig zur Realisierung der niedrigen Oberschwingungswerte.

Besonders die Forderung nach Oberschwingungen $\leq 0,2$ cm/s stellt die höchsten Anforderungen an den Antrieb. Da aber die Geschwindigkeitskurve über einen Induktionsaufnehmer digitalisiert auf 128 Zählkanäle verteilt wird, ist hier kein Kompromiß möglich. Jedem Kanal ist ein bestimmter Kurvenbruchteil zugeordnet. Würden nun starke Oberschwingungen die Grundschiwingung überlagern, so würden die Neutronen mit der größeren oder kleineren Geschwindigkeit, im Vergleich zur Normalgeschwindigkeit reflektiert. Der Geschwindigkeitsaufnehmer ist aber nicht in der Lage beliebig rasch auf jede Kurvenänderung zu reagieren. Sein Auflösungsvermögen hat die Grenze bei Oberschwingungsfrequenzen größer 30 Hz erreicht. Vielmehr würden diesen "Oberschwingungsneutronen" die Geschwindigkeit zugeordnet, welche sie bei Oberschwingungsfreiheit hätten. Dadurch würde die dargestellte Auflösungskurve nicht dem wirklichen Kurvenverlauf entsprechen.

- angestrebte Präzision: Verkippungswinkel $\alpha \leq 0,01^\circ$
- vollkommener Massenausgleich sollte nach Möglichkeit angestrebt werden

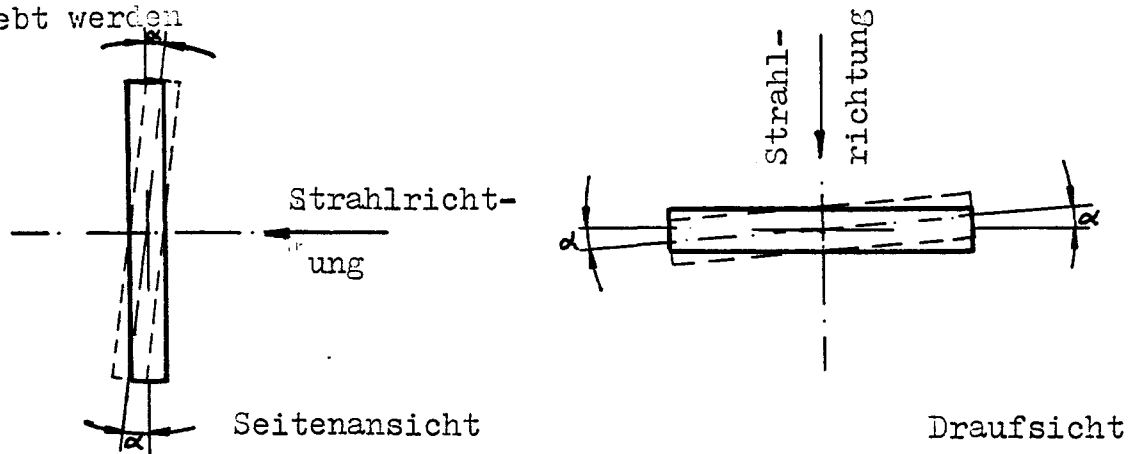


Abb. 3.1.-1: Verkippungsschema des Monochromators

Um einen Reflexionswinkel nahe an 90° zu realisieren und dadurch eine gute Energieauflösung zu erhalten (siehe Kapitel 2.3), darf die Verkippung und Durchbiegung des Monochromators höchstens $0,01^\circ$ betragen. Die Einhaltung dieser Toleranz kann durch die Wahl der Führungsart und der konstruktiven Auslegung der Führungsbauteile erreicht werden. Weiter müssen die auftretenden Massenkräfte und Momente, durch entsprechenden Massen- und Momentenausgleich kompensiert werden.

- Antriebsteile dürfen nicht in den Neutronenstrahl hineinragen
- Kristallträgerdicke muß ≤ 20 mm sein

Diese beiden Forderungen sind konstruktiv zu lösen. Probleme könnte es bei der maximal zulässigen Dicke von 20mm der Kristallträgerplatte geben. Denn mit zunehmender Geschwindigkeit nimmt auch die Beschleunigung und die Massenkraft zu. Beim bisherigen Antrieb betrug die Dicke der Platte 10 mm bei $\hat{v}_{\max} = 1,0$ m/s.

- zusätzlich sollte der Antrieb eine Trapezfunktion fahren können bei einem zulässigen Hub von 400 mm
- bei der Trapezkurve müßten auch Geschwindigkeiten bis 4 m/s realisierbar sein

Diese Forderungen wurden erst gestellt, als die Wertanalyse Antriebslösungen schon fast abgeschlossen war. Trotzdem sollen sie hier aufgeführt werden, um dieses Kapitel vollständig, laut Anforderungskatalog, darstellen zu können.

Bei dieser Kurvenform werden noch höhere Anforderungen an die Dynamik des Antriebes gestellt, durch die angestrebte höhere Geschwindigkeit, welche eine noch höhere Beschleunigung voraussetzt. Verstärkend wirken zusätzlich die steileren Anstiegsflanken der Trapezkurve im Vergleich zu der Dreieckskurve, selbst bei einer Ausdehnung des Hubes auf 400 mm. Bei der Durchführung von Versuchen mit dieser Geschwindigkeitskurve werden die Anstiegsflanken nicht ausgewertet, sondern nur der Bereich mit constanter Geschwindigkeit.

Diese grundsätzlichen Überlegungen, zu den Anforderungen an den Antrieb, halfen die technischen Probleme zu erkennen und ermöglichten dadurch eine systematische Lösungsfindung. Weiterhin war es dadurch leichter, aus der Vielfalt der in den folgenden Abschnitten aufgezeigten Lösungsvarianten, die erfolgversprechendsten Lösungen herauszufinden, ohne das für diese Grobauswahl besondere Analysen durchgeführt werden mußten. Dadurch konnte eine ausufernde Informationssuche vermieden werden und die doch sehr große Zahl an Informationsunterlagen aus Fachzeitschriften, Fachbüchern und die vielen Gespräche mit Mitarbeitern der KFA auf wenige Schwerpunkte konzentriert werden.

3.2. Vorberechnungen zum Dopplerantrieb

3.2.1. Überschlagsrechnung zur Massenbestimmung des Kristallträgers

Daten:

Höhe h	: 100 mm	Anzahl der Bohrungen N	: 83
Breite b	: 70 mm	Werkstoff	: AlMg 3
Tiefe t	: 20 mm max.	spezifisches Gewicht	: 2,7 kg/dm ³
Bohrung d	: 6 mm		

Vollmaterialvolumen: $V = 0,14 \text{ dm}^3$

Masse : $M = 0,377 \text{ kg}$

Bohrungsvolumen : $V_0 = 6,54 : 10^{-2} \text{ dm}^3$

Volumen bei bienenwabenartiger Bauweise: $\Sigma V = V - V_0 = 7,46 : 10^{-2} \text{ dm}^3$

Masse bei bienenwabenartiger Bauweise: $\Sigma M = 0,201 \text{ kg}$

Die berechnete Masse beinhaltet nur den Kristallträger.

Hinzu muß man Führung, Lager, Schrauben usw. rechnen, so daß von einer zu bewegendenden Gesamtmasse von ca. 2 kg ausgegangen wurde.

3.2.2. Bestimmung von Periodendauer, Frequenz und Beschleunigung

a) $V = f(t) = \text{Sinusfunktion}$

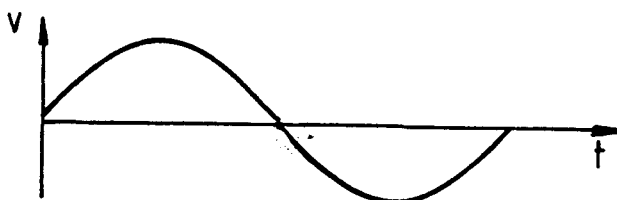


Abb. 3.2.2.-1

mittlere Geschwindigkeit: $\bar{v} = \frac{2 \cdot \hat{v}}{\pi}$

Periodendauer : $T = \frac{s}{v}$ $s = 400 \text{ mm}$

Frequenz : $f = \frac{1}{T}$

maximale Beschleunigung : $a = v \cdot \omega \cdot \cos \omega \cdot t$

\hat{v} m/s	\bar{v} m/s	T s	f Hz	a m/s ²
2,0	1,27	0,315	3,18	39,96
2,5	1,59	0,252	3,98	62,52
3,0	1,91	0,209	4,78	90,10

Tabelle 3.2.2.-1: Werte für verschiedene maximal Geschwindigkeiten für Sinusfunktion

b) $v = f(t) = \text{Dreiecksfunktion}$

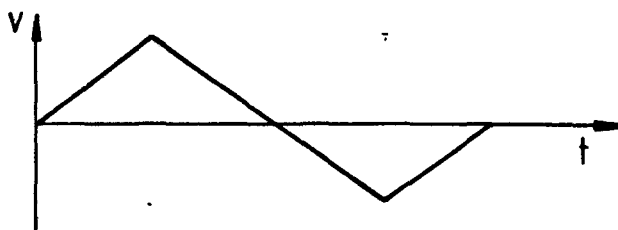


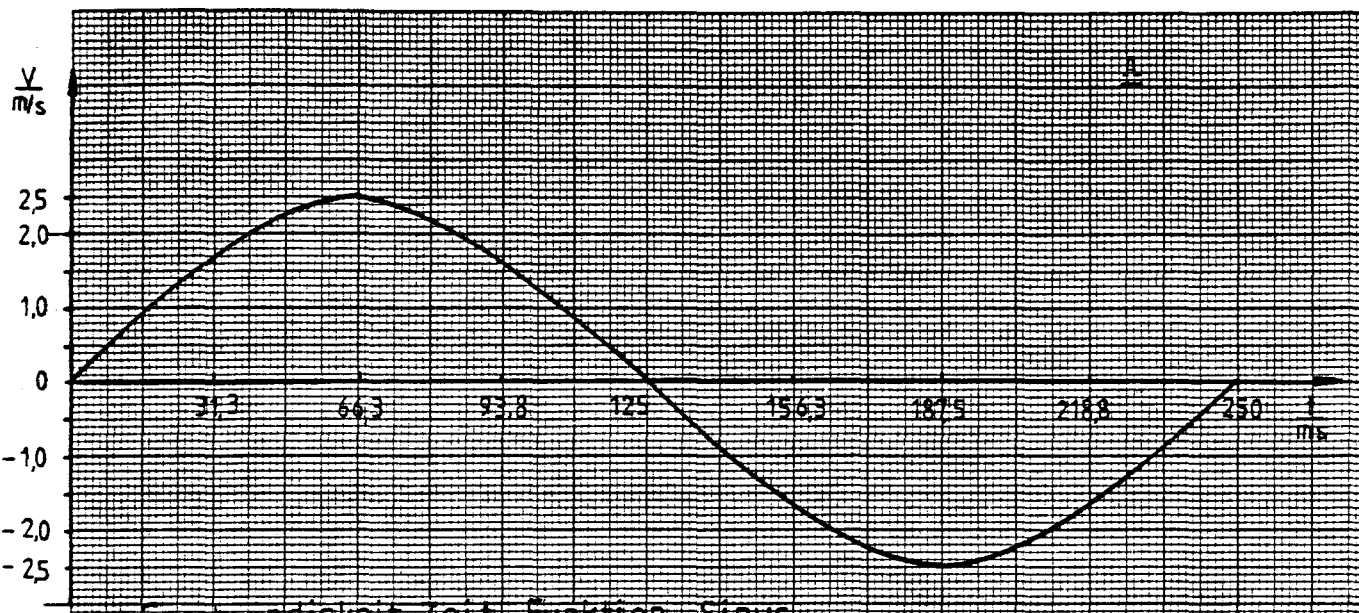
Abb. 3.2.2.-2

mittlere Geschwindigkeit: $\bar{v} = \frac{\hat{v}}{2}$

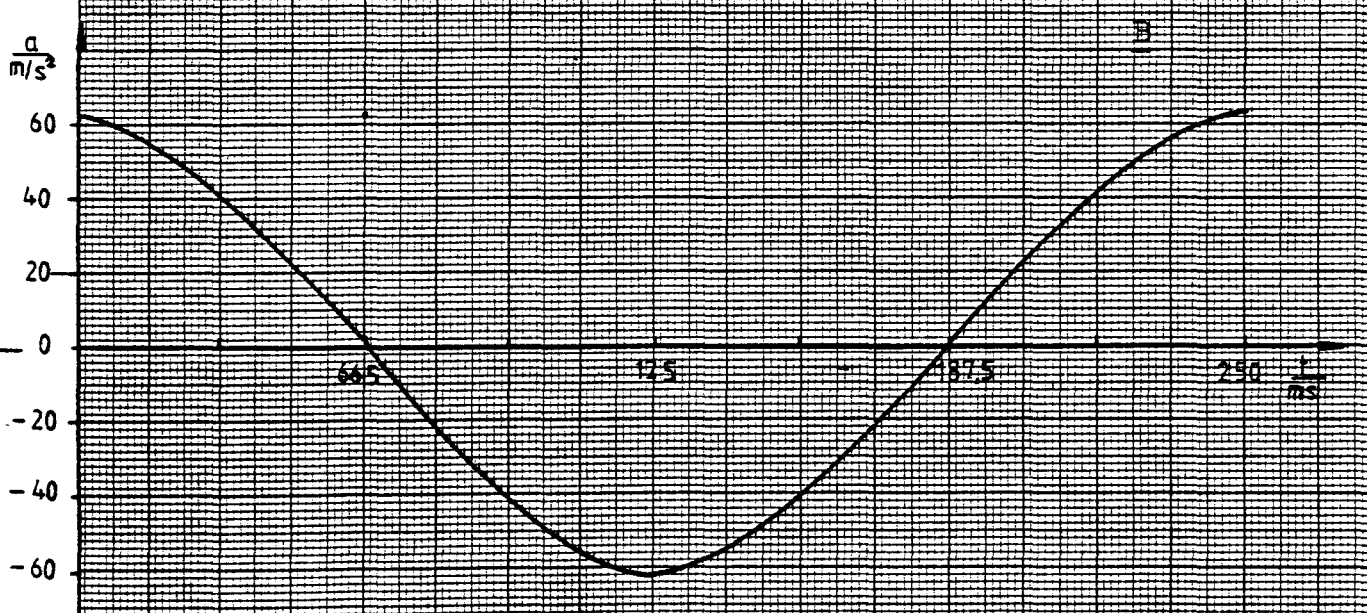
Periodendauer : $T = \frac{s}{\bar{v}}$

Frequenz : $f = \frac{1}{T}$

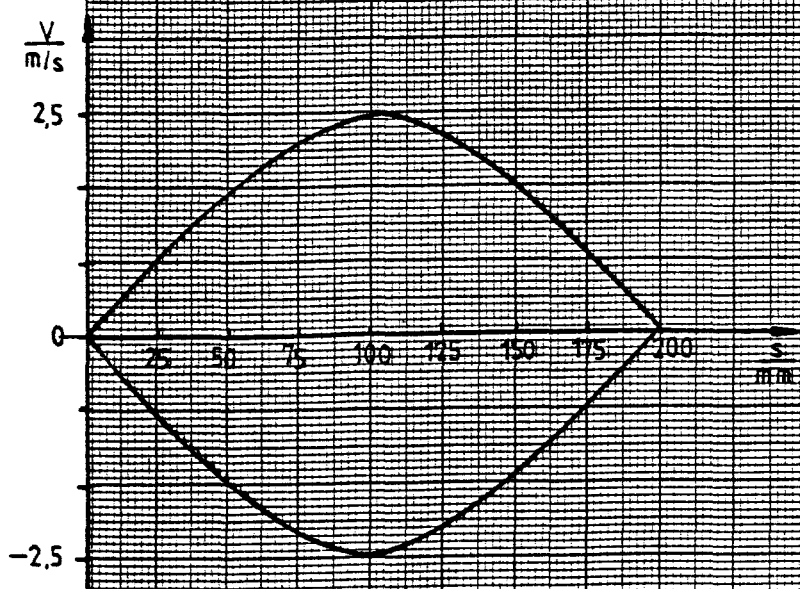
maximale Beschleunigung : $a = \frac{8 \cdot s}{T^2}$



Geschwindigkeit-Zeit Funktion: Sinus



Beschleunigung-Zeit Funktion



Geschwindigkeits-Weg Funktion

Abb.: 3.2.3-1



A 4 210 x 297 mm



MADE IN GERMANY

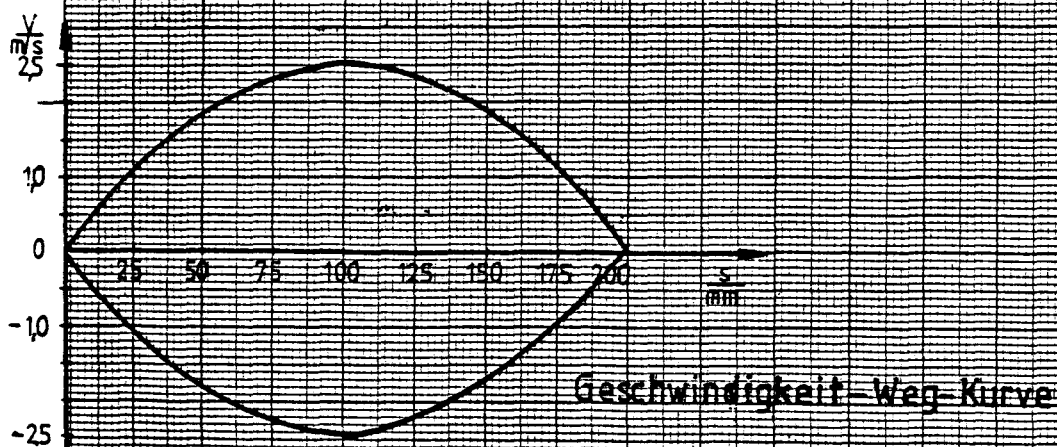
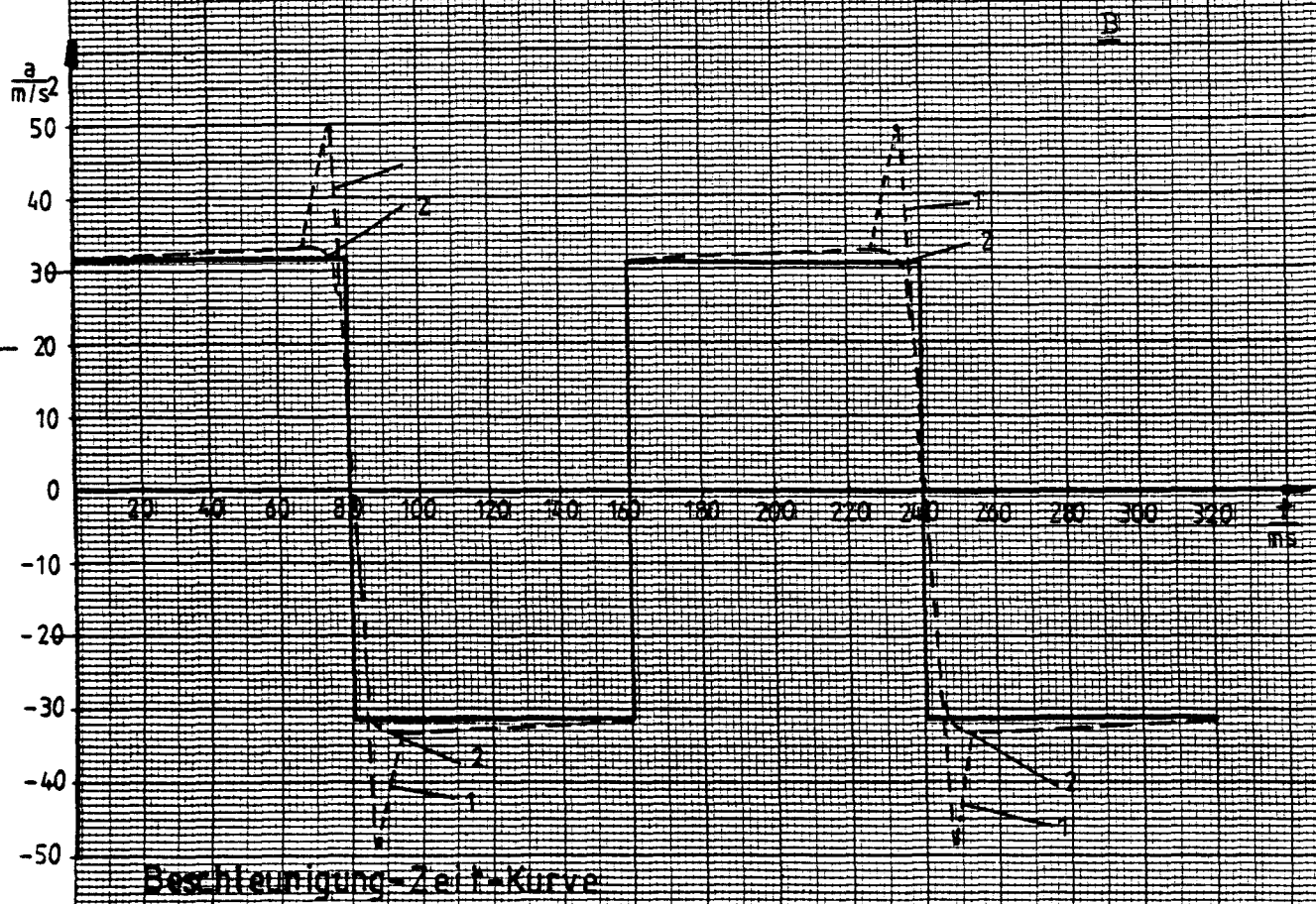
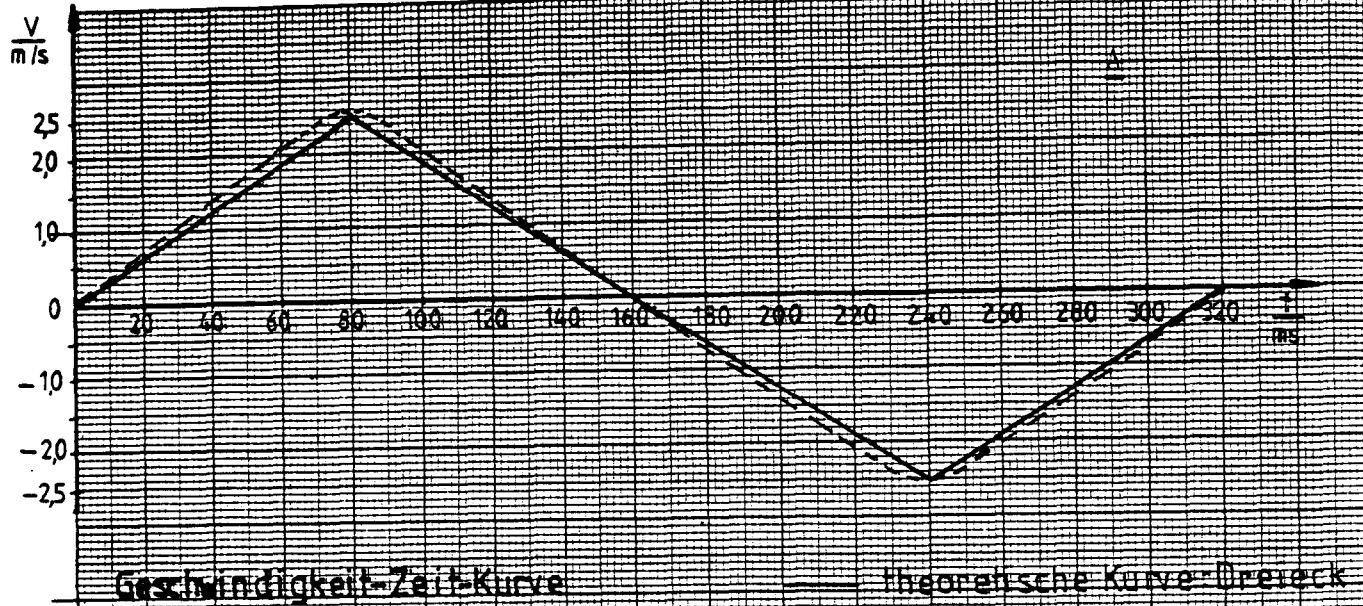


Abb. 3.2.3-2



A 4 210x297 mm



MADE IN GERMANY

\hat{v} m/s	\bar{v} m/s	T s	f Hz	a m/s ²
2,0	1,00	0,40	2,50	20,00
2,5	1,25	0,32	3,13	31,25
3,0	1,50	0,26	3,75	45,23

Tabelle 3.2.2.-2: Werte bei verschiedenen maximalen Geschwindigkeiten für Dreieckskurve

3.2.3. Geschwindigkeitsdiagramme

Die Abbildungen 3.2.3- 1/2 zeigen die vorgestellten Kurven qualitativ. Neben der Geschwindigkeit-Zeit-Funktion wird auch die Beschleunigung-Zeit-Funktion und die Geschwindigkeit-Weg-Funktion dargestellt. Die Darstellung der Geschwindigkeit-Zeit-Kurve war besonders wichtig für die angestrebte Dreieckskurve. Da eine exakte Dreieckskurve nicht realisierbar ist, kann nur eine optimale Annäherung angestrebt werden. Der Beschleunigungsverlauf kann dabei abhängig von der Qualität der Geschwindigkeit-Zeit-Kurve zwischen Kurve 1 und Kurve 2 im Beschleunigungsdiagramm realisiert werden. Den tatsächlichen Kurvenverlauf kann man nur im Versuch ermitteln.

3.2.4. Werte und Diagramme zur Trapezkurve

Da im Laufe der Untersuchungen noch die Forderung nach Realisierung einer Trapezkurve bei einer maximalen Geschwindigkeit 4 m/s gestellt wurde, werden hier auch einige theoretischen Berechnungen zu dieser Kurve aufgezeigt. Dabei wurden die zulässigen Möglichkeiten

der Hubbegrenzung auf 200 mm und die Ausdehnung der Hublänge auf 400 mm berücksichtigt. Die zulässige Beschleunigung wird auf 10 g begrenzt, um die Forderung des zulässigen Verkipfungswinkels des Monochromator und dessen maximal zulässige Dicke erfüllen zu können.

$V = f(t) = \text{Trapezfunktion}$

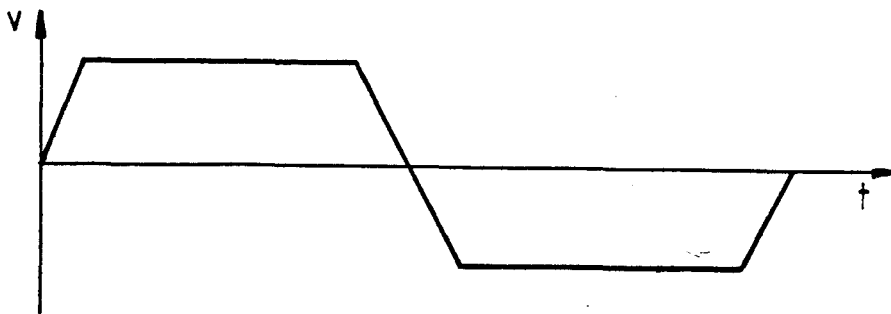


Abb. 3.2.4.-1

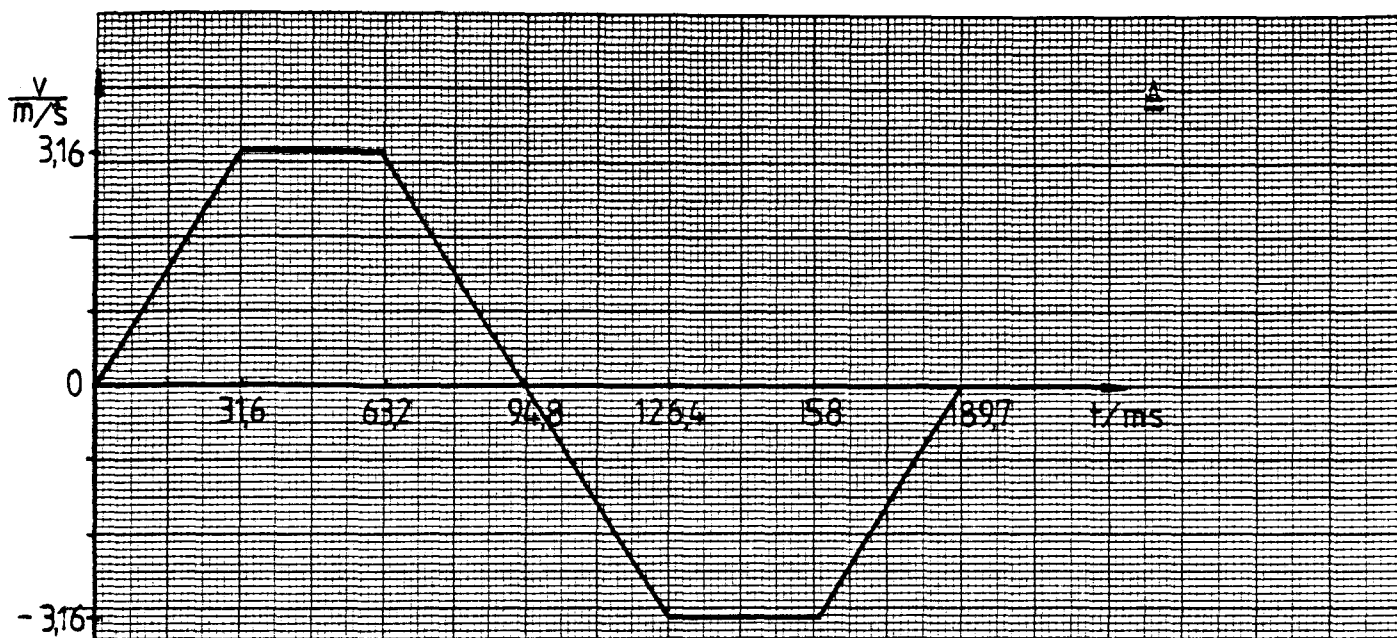
verwendete Zeichen:

s_{an} : Anstiegsstrecke
 s_{ab} : Abstiegsstrecke
 s : Fahrstrecke
 h : Hublänge
 a : Beschleunigung

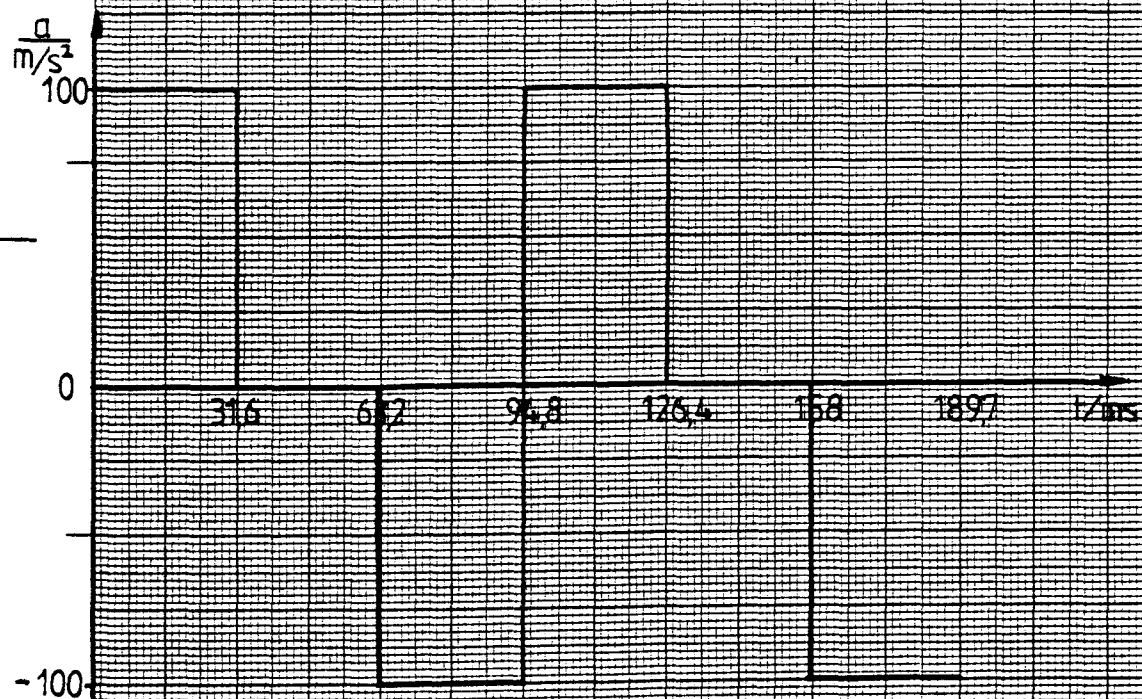
t_{an} : Anstiegszeit
 t_{ab} : Abstiegszeit
 t : Fahrzeit

Die Abstiegszeit entspricht der Anstiegszeit

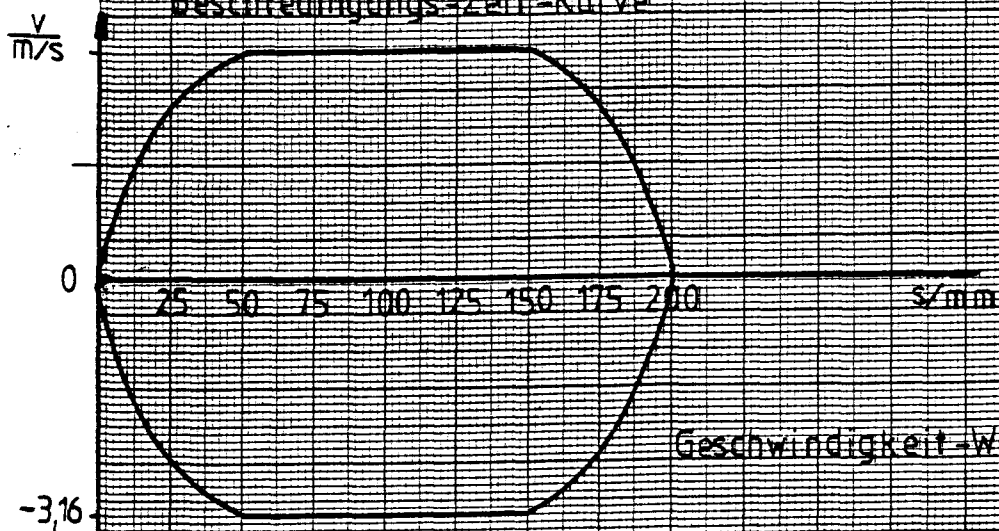
$$\begin{aligned} \text{Anstiegszeit :} \quad t_{an} &= \frac{2 \cdot s_{an}}{a} \\ \text{maximale Geschwindigkeit: } \hat{V} &= a \cdot t_{an} \end{aligned}$$



Geschwindigkeit-Zeit-Kurve: Trapez



Beschleunigungs-Zeit-Kurve



Geschwindigkeit-Weg-Kurve

Abb.: 3.2.4-2



A4 210 x 297 mm



MADE IN GERMANY

Fahrzeit: $t = \frac{s}{v}$

Periodendauer: $T = (t_{an} + t + t_{ab}) \cdot 2$

Frequenz: $f = \frac{1}{T}$

s_{an} mm	s_{ab} mm	s mm	h mm	t_{an} ms	t_{ab} ms
50	50	100	200	31,6	31,6
100	100	100	300	44,7	44,7
150	150	100	400	54,8	54,8

\hat{v}_{max} m/s	t ms	T ms	f Hz	a m/s ²
3,16	31,6	189,7	5,27	100
4,47	22,4	223,6	4,47	100
5,48	18,3	255,7	3,90	100

Tabelle 3.2.4.-1: Werte für verschiedene Trapezkurven (Fahrstrecke ist bei allen Kurven gleich)

3.2.5. Aufteilung der Forderungen in Hauptgruppen

Da die Anforderungen an den gewünschten Antrieb so vielfältig sind, daß je nach Antrieb die Realisierung einer Forderung eine andere ausschloß, war es nötig Piroitäten zu setzen. Denn nicht alle Forderungen waren von gleicher Wichtigkeit. Aber sie bieten die

Möglichkeit die Anzahl der durchführbaren Experimente zu erweitern und die Effektivität der Experimente zu verbessern. Besonders mechanische Antriebe sind meist nicht in der Lage mehrere Kurven zu fahren. Deshalb wurden die gestellten Forderungen in folgende Hauptgruppen eingeteilt:

Unabdingbare Forderungen:

- Geschwindigkeitskurve $V = f(t)$ sei eine Sinuskurve
- Regelung der Scheitelwertgeschwindigkeit von 0,2 bis \hat{V}_{\max} m/s
- homogene Bewegung: Oberschwingungsamplitude $\leq 0,2$ cm/s bei $f \leq 30$ Hz
- hohe Präzision: Verkippungswinkel des Monochromators $\leq 0,01^\circ$
- Antriebsteile liegen außerhalb des Neutronenstrahls

Mindest-Forderungen:

- wartungsarmer Betrieb
- Lebensdauer: 10 000 Std.
- Hubgröße: ≤ 200 mm
- Monochromatordicke ≤ 20 mm
- $\hat{V}_{\max} = 2,5$ m/s

Wünschenswerte Forderungen:

- saubere Betriebsweise
- Geschwindigkeitskurve: $V = f(t)$ angenäherte Dreieckskurve
- vollkommener Massenausgleich
- zusätzlich: Geschwindigkeitskurve sei Trapezkurve bis $\hat{V} = 4$ m/s bei einem maximal zulässigen Hub von 400 mm

In Kapitel 3 werden Lösungsmöglichkeiten vorgestellt und eine Grobauswahl vorgenommen. Als Auswahlkriterien werden nur die unabdingbaren Forderungen und die Mindestforderungen herangezogen.

4 Aufstellen von Lösungsvarianten und Grobauswahl

Um die Lösungsmöglichkeiten systemartig auszuwählen und einordnen zu können, wurden vier Oberbegriffe gebildet. Die Lösungsmöglichkeiten wurden eingeteilt in

- mechanische Lösungen -
- hydraulische Lösungen -
- pneumatische Lösungen -
- elektrische Lösungen -

Diese vier Hauptlösungsrichtungen wurden auch bei der Informationssammlung als Schwerpunktsbegriffe verwendet.

Bei der Grobauswahl wurde ohne größere Untersuchung die Lösungen ausgesondert, welche deutlich erkennen ließen, daß sie dem Anforderungskatalog nicht genügen können. Es werden bei dieser Auswahl nur die wichtigsten Punkte dargelegt, ohne ins einzelne Detail zu gehen.

4.1. Mechanische Lösungsvorschläge

Es gibt eine Unzahl von mechanischen Antrieben, welche eine rotierende Bewegung in eine Linearbewegung umwandeln. Entsprechend umfangreich waren daher auch die Informationen in Fachbüchern und Fachzeitschriften. Eine gute Informationsgrundlage war damit gegeben. Die ausgewählten Lösungsmöglichkeiten zeigen Tabelle 4.1.-1

4.1.1. Schraubengetriebe

Schraubenspindel, Gewindespindel

Beide Arten von Antrieben können, ohne größere Untersuchungen, als Lösung ausgeschlossen werden.

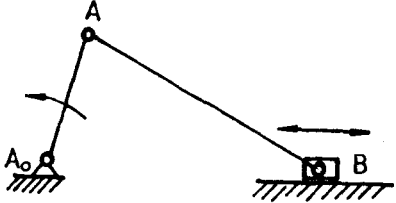
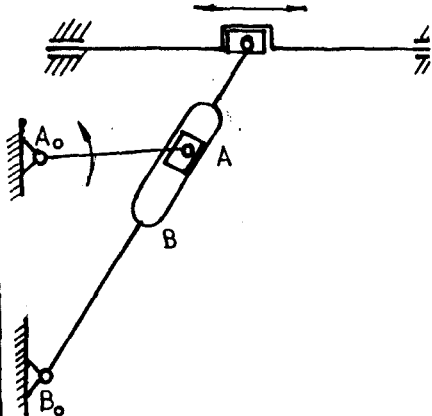
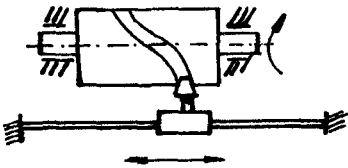
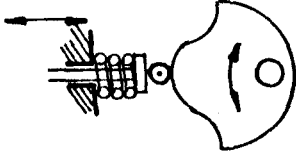
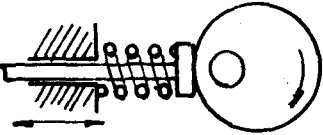
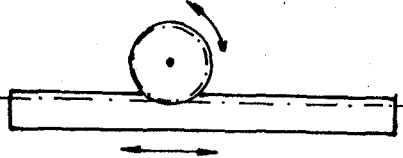

Koppelgetriebe	Kurvengetriebe	Zahnrädergetriebe	Schraubengetriebe
<p>Schubkurbel</p>  <p>Kurbelschleife</p> 	<p>Kurvenzylinder</p>  <p>Kurvenschwinge</p>  <p>Nocken mit Stößel</p> 	<p>Zahnstange mit Zahnrad</p> 	<p>Schraubenspindel Gewindespindel</p> 

Tabelle 4.1.-1 : Mechanische Antriebsvorschläge

Gewindespindeln realisieren oszillierende translatorische Bewegungen, indem sie rotierende Bewegungen umwandeln und in den Wendepunkten die Drehrichtung umkehren. Dies hat in der Regel spielbehaftete Bewegungsvorgänge zur Folge, mit Mischreibung und hohem Verschleiß. Hohe Wartungsintensität, bei geringer Lebensdauer, müssen vorausgesetzt werden.

Bei der Schraubenspindel liegt Rollreibung vor, was eine geringere Reibung und damit keine Ruckbewegung bedeutet. Aber in den Umschaltpunkten kann ebenfalls keine Spielfreiheit gewährleistet werden. Die Schraubenspindel bedarf ebenfalls einer intensiven Wartung.

Beide Antriebsarten werden von Firmen nur für sehr geringe Geschwindigkeiten angeboten.

4.1.2. Zahnrädergetriebe

Zahnstange mit Zahnrad

Hier liegen die Probleme ähnlich wie bei den Schraubengetrieben. Neben dem hohen Verschleiß und der Spielbehaftung, sind zusätzlich größere Massen zu beschleunigen. Hier ist es ebenfalls nötig, den Umweg über die rotierende Bewegung zu machen und in den Endlagen umzuschalten. Probleme wird es mit den Totzeiten (Schaltzeiten) und der Regelung geben. Auch dieser Lösungsvorschlag scheidet aus.

4.1.3. Kurvengetriebe

Kurvenzylinder

Von diesem Lösungsvorschlag wurde im IFF ein Versuchsmodell angefertigt, welches aber die gestellten Anforderungen nicht erfüllen konnte. Da es nicht in der Lage war eine ruckfreie und harmonische Bewegung durchzuführen, wurden weitere Untersuchungen (z.B. maximale Geschwindigkeit) nicht mehr vorgenommen. Das Ruckgleiten und die nichtharmonische Bewegung könnten durch eine aufwendige Schmierung, günstigere Werkstoffpaarung und Führungs-

verhältnisse verbessert werden. Das Ausschließen von Ruckgleiten kann erst beim Lauf eines Prototypen entgültig festgestellt werden. Vorerst wird diese Lösungsvariante als Lösungsmöglichkeit nicht weiter betrachtet.

Kurvenschwinge

Auch die Kurvenschwinge ist kein Lösungsvorschlag, welche ohne wesentliche Einschränkungen alle Anforderungen erfüllt. Auftretende Querkräfte, hoher Verschleiß, Schwingungen und zusätzliche Verzögerungspunkte in den Umschaltstellungen sind die entscheidenden Punkte um eine Lösung auszuschließen.

Nockenwelle

Die Nockenwelle ist durch die gestaltbare Form des Nockens in der Lage fast jede Kurvenform zu realisieren. Dadurch wird sie als Lösung in die engere Wahl mit einbezogen. Da sie keine oszillierende Drehbewegung ausführt wie die Kurvenschwinge, können auch keine Totzeiten durch Umschalten auftreten. Durch entsprechende Stößelführung scheint eine Antriebsrealisierung möglich. Von Nachteil wären auch hier der große Verschleiß und die hohe Wartung.

4.1.4. Koppelgetriebe

Schubkurbel

Die Schubkurbel wurde schon erfolgreich in dem vorhandenen Antrieben benutzt und soll auch weiterhin als aussichtsreiche Lösungsmöglichkeit betrachtet werden. Da der bisherige Antrieb keine neue Entwicklung war, sollte es möglich sein, durch eine neue Konstruktion, die Grenzen des Antriebes den gestellten Anforderungen anzupassen.

Kurbelschleife

In Werkzeugmaschinen (Schapping) verwendet man die Kurbelschleife, als eine Sonderform des Koppelgetriebes, zur Erzeugung einer oszillierenden Bewegung. Durch die Gelenke und den Kulissenstein ist dieser Antrieb verschleißanfällig, gewährleistet keine Bewegung ohne Oberschwingungen und setzt eine hohe Wartung voraus. Der größte Nachteil ist die nicht identische Geschwindigkeitskurve der Hin- und Herbewegung. Die Vorwärtsbewegung ist langsamer als die Rückwärtsbewegung. Deshalb ist dieser Antrieb nicht verwendbar.

4.2. Hydraulische Lösungsvorschläge

Da es Ziel des Antriebes ist, eine oszillierende translatorische Bewegung zu erzeugen, kommen die verschiedenen Arten hydrostatischer und hydrodynamischer Maschinen nicht in Frage. Für diese Form der Erzeugung einer translatorischen Bewegung, unter Ausnutzung eines rotierenden Antriebes, gibt es wesentlich günstigere elektrische Antriebe. Für eine translatorische Bewegung kommt nur der Hydrozylinder oder hydraulische Schubkolbenantrieb in die engere Wahl.

Sie sind dazu besonders gut geeignet, da sie diese Bewegung und damit die zu leistende Arbeit direkt d.h. ohne Zwischenschaltung mechanischer Glieder erzeugen und dabei, Dank der hohen Kraftdichte der Hydraulik, auch extrem hohe Kräfte aufbringen können.

Durch den Vergleich mit der Prüfmaschinentechnik, in der Werkstoffprüfung (Schwingprüfversuch) und in anderen Bereichen des Prüfwesens, wurde die Idee eines hydraulischen Antriebes aufgegriffen. Da Informationen über die Möglichkeiten von Hydraulikzylindern nicht so selbstverständlich vorlagen, sollen hier noch einmal die wesentlichen Eigenschaften zusammengefaßt werden:

- Der Antrieb kann räumlich getrennt vom Abtrieb untergebracht werden.
- Die Kraft kann an jeder Stelle des Hubes in beliebiger Größe bis zum Maximum aufgebracht werden.
- Der nutzbare Hub kann innerhalb der baulichen Grenze in Lage und Größe beliebig verändert werden.
- Die Geschwindigkeit kann durch Beeinflussung des Druckflüssigkeitsstromes den unterschiedlichen Forderungen angepaßt werden.
- Durch Wahl des Betriebsdruckes lassen sich die Abmessungen eines Zylinders in weiten Grenzen dem vorhandenen Raum anpassen.
- Der Zylinder kann sowohl Druck als auch Zugkräfte aufbringen.

Die Vielseitigkeit der Zylinder kann noch dadurch erhöht werden, daß sie zahllose Kombinationen mit mechanischen Gelenkanordnungen erlauben.

Hydrozylinder sind in ihren Eigenschaften sehr stark abhängig von der Art der Steuerung bzw. Regelung. Deshalb ist es nötig, besonders bei hohen Anforderungen im Bezug auf Dynamik, Reproduzierbarkeit, Steifigkeit und Automatisierung auf elektrohydraulische Regelsysteme zurück zu greifen.

4.3. Pneumatische Lösungsvorschläge

Der Vorteil von pneumatischen Antrieben liegt in ihrem einfachen robusten Aufbau und in ihrem unkomplizierten Versorgungssystem, welches praktisch in jedem Betrieb vorhanden ist und daher einen preiswerten Einsatz ermöglicht. Dem gegenüber stehen aber die

Physikalischen Grenzen, welche Pneumatiksystemen gesetzt sind. Beim Einsatz von Pneumatikzylindern oder Elektropneumatikzylindern, zur Realisierung und Regelung einer translatorischen Bewegung, müssen diese Grenzen berücksichtigt werden:

- Die Kompressibilität der Luft läßt ein lastunabhängiges, freies Positionieren nicht zu.
- Die Regelung eines pneumatischen Zylinders ist wegen der hohen Zeitkonstanten beim Laden und Entladen der als Speicher wirkenden Zylinderräume nur schlecht möglich.
- Luft besitzt eine niedrige Zähigkeit

Berücksichtigt man diese Grenzen, sind schwierige Bewegungsprobleme wie der zu entwickelnde, oszillierende Linearantrieb nicht zu lösen. Die Informationen über Pneumatikantriebe und Daten von Pneumatikantrieben, welche im weitesten Sinne mit dem Dopplerntrieb vergleichbar wären, stammten nur von Versuchsanlagen. Ein entsprechender Anbieter ist auf dem freien Markt nicht vorhanden.

Die Daten der Versuchsanlagen, besonders die Geschwindigkeitswerte, erreichten nicht die geforderten Größen. Hinzu kommt, daß auch keine daueroszillierende Bewegungen untersucht wurden.

Wegen der aufgeführten Gründe und Einschränkungen wurden Lösungsmöglichkeiten nicht weiter beachtet.

4.4. Elektrische Lösungsvorschläge

Hier sollen nur die verschiedenen Arten von elektrischen Linearantrieben betrachtet werden, welche eine direkte translatorische Bewegung ohne mechanische Zwischenbauteile ermöglicht. Als einzige Ausnahme soll der Schrittmotor mit untersucht werden, da er im Ge-

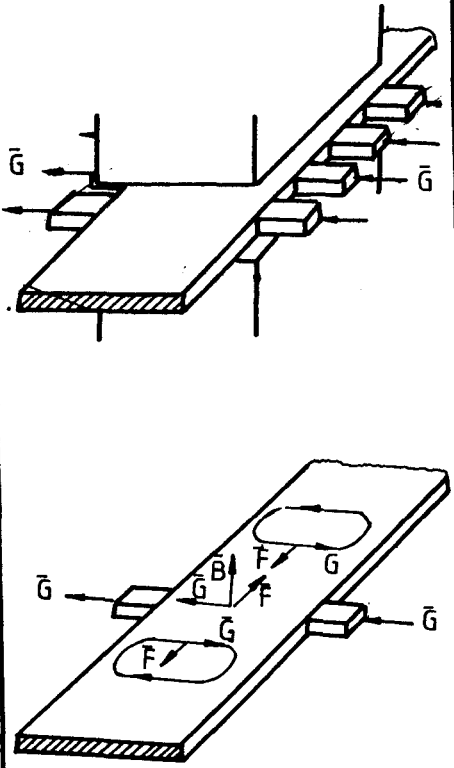
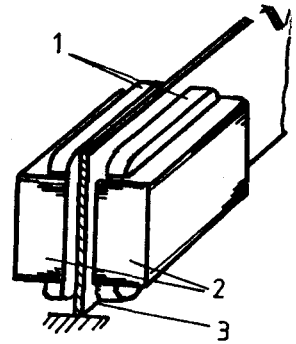
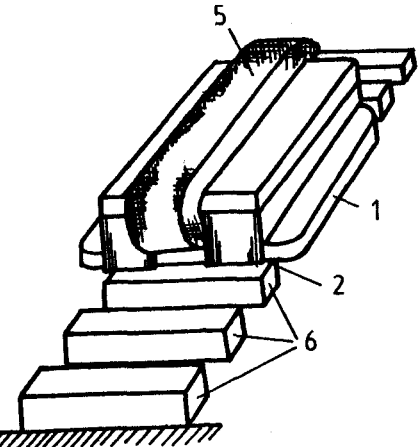
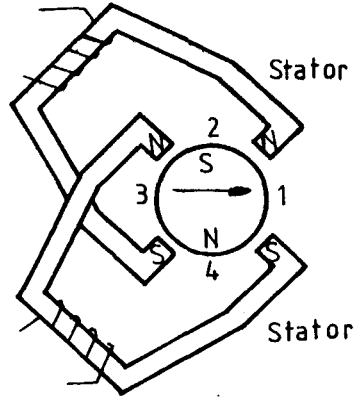
Gleichstromlinearmotor	Asynchroonlinearmotor	Synchroonlinearmotor	Schrittmotor
	 <p> 1 Drehstromwicklung 2 primäres Blechpaket 3 Sekundärteil (orts- fest) </p>	 <p> 1 Drehstromwicklung 2 primäres Blechpaket 5 Gleichstromerreger- wicklung 6 ortsfeste ferromag- netische Reaktions- klötze </p>	

Tabelle 4.4.-1: elektrische Antriebsvorschläge

sprach mit Elektrotechnikern immer wieder als Vorschlag genannt wurde.

In Tabelle 4.4.-1 werden die betrachteten Motoren schematisch dargestellt. Mit Hilfe von Literatur, Zeitschriftenartikeln und später Kontaktaufnahme zu entsprechenden Firmen wurde sich informiert.

4.4.1 Schrittmotor

Der Schrittmotor formt, über eine logische Schalteinheit, Impulse in mechanische Schritte um. Dadurch werden digitale Informationen in definierte mechanische Schritte umgewandelt. Bei entsprechender Frequenz ist die Motorwelle in der Lage sich kontinuierlich zu drehen.

Da aber eine Umwandlung von rotierender Bewegung in translatorische Bewegung nötig ist, konnte der Schrittmotor die gestellten Anforderungen nicht erfüllen. Die möglichen Antriebsmomente reichen nicht aus, die hohe Geschwindigkeit zu realisieren. Zusätzlich unterliegen die mechanischen Teile einem hohem Verschleiß.

4.4.2 Gleichstromlinearmotor

Beim Gleichstromlinearmotor wird eine Schiene dadurch bewegt, daß senkrecht zur Schiene ein magnetisches Gleichfeld erzeugt und quer zur Bewegungsrichtung ein Strom durch die Schiene geleitet wird.

Mit der Bewegung treten Induktionswirkungen im Eingangs- und Ausgangsbereich des Magnetfeldes auf. Die Folge sind Gleichströme, welche eine Herabsetzung der wirksamen Gesamtkraft und Leistung zur Folge haben können. Zusätzlich hat die Maschine alle Nachteile der Unipolarmaschine, wie niedrige Spannung, Stromübergangs- und Reibungsprobleme. Aus vorgenannten Gründen und da auch kein entsprechender Anbieter gefunden werden konnte, wurden keine weiteren Untersuchungen durchgeführt.

4.4.3 Synchrone Linearmotor

Die Wirkungsweise dieser Maschine beruht auf dem Zusammenspiel einer magnetischen Feldwelle und einer, mit gleicher Geschwindigkeit laufenden, Strombelagswelle. Die Relativgeschwindigkeit zwischen ruhendem und bewegtem Teil ist $v_o = 2 \tau_p \cdot f$.

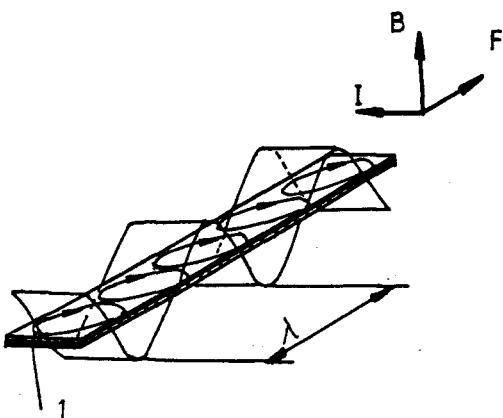
Eine Alternative zur Asynchronmaschine bildet sie nur, wenn sie mit Erregerwicklungen ausgestattet ist und somit übererregt betrieben werden kann. Das Problem des Anlaufens schränkt zusätzlich die Anwendung ein. Da auch für den Synchrone Linearmotor kein Anbieter gefunden wurde, schied dieser Motor als Lösungsmöglichkeit aus.

4.4.4 Asynchrone Linearmotor

Der Asynchrone Linearmotor ist die verbreitetste Form des elektrischen Linearmotor. Er wird daher als Lösungsmöglichkeit mit in die Wertanalyse aufgenommen.

Er besteht aus einem Primärteil und einem Sekundärteil, was bei einem rotierenden Asynchronmotor dem Ständer und dem Läufer entspricht. Wie dort, so besteht auch hier der Primärteil aus einem Blechpaket, in dessen Nuten sich eine Drehstromwicklung befindet, die in einem Luftspalt ein magnetisches Wanderfeld aufbaut, welches den Sekundärteil durchsetzt. Der Sekundärteil kann aus einer ortsfesten oder beweglichen Kupferschiene bestehen, in welche eine Spannung induziert wird, was einen Stromfluß zur Folge hat. Nach dem Gesetz von Lorentz wird nun auf den Motor eine Kraft ausgeübt und der bewegliche Teil bewegt sich in Richtung des Wanderfeldes.

Lorenzkraft: $\vec{F} = \vec{B} \times \vec{l} \cdot I$



- 1: Sekundärteil
- B: Feld
- F: Lorenzkraft
- I: Strom
- λ : Wellenlänge

Bild 4.4.4-1: Darstellung des Wanderfeldprinzips

5 Wertanalyse: Antriebslösungen (Nutz-Wertanalyse)

5.1. Form und Inhalt der Wertanalyse

Aus den vorgestellten Lösungen haben sich 4 Antriebe (Tabelle 5.1.-1) herauskristallisiert, welche als aussichtreichste Lösungen, mit Hilfe einer Wertanalyse, untersucht wurden.

Antriebsbezeichnungen	Antriebsart
Schubkurbel	mechanisch
Nockenwelle mit Stößel	mechanisch
Servozyylinder	hydraulisch
Asynchronearmotor	elektrisch

Tabelle 5.1.-1: Antriebe, welche mit Hilfe einer Wertanalyse speziell untersucht wurden.

Um eine realistische Wertanalyse durchführen zu können, wurden die in dem Kapitel 3.2.5. festgelegten Hauptgruppen als Bewertungskriterien benutzt. Die einzelnen Punkte dieser Hauptgruppen erhielten Wertigkeitsziffern. Die unabdingbaren Forderungen erhielten die höchste Wertigkeitsziffer 10, die Mindestforderungen die Ziffer 6 und die wünschenswerten Forderungen die Ziffern 1 bis 3.

Hinzu wurde als weiteres Bewertungskriterium der Aufwand genommen und dessen Unterpunkten die Wertigkeitsziffer 3 gegeben. Die Hauptgruppe Aufwand besteht aus den Unterpunkten konstruktiver-, meß- und regelungstechnischer- und finanzieller Aufwand.

Weiter wurde ein Bewertungskatalog (Seite 41) sowohl für die Forderungen, welche der Antrieb erfüllen muß, als auch für den Aufwand, der damit verbunden ist, ausgearbeitet. Die Bewertungsschemen besitzen die Bewertungsziffern 0 - 10. Dabei ist jeder Bewertungszahl eine Definition zugeordnet. Die erhaltene Bewertungszahl wird mit der Wertigkeitsziffer multipliziert und ergibt die erreichte Punktezahl je Anforderung für den jeweiligen Antrieb.

Nr	Forderungen	Antriebe			
		Schubkurbel	Nockenwelle	Hydraulikantrieb	Linearmotor
1	Geschwindigkeitskurve: $V = f(t) =$ Sinuskurve	nur Sinus möglich	Sinus oder andere Kurven möglich, abhängig von der Nockenform	Sinus oder andere Kurven realisierbar, abhängig von der Steuerung und Regelung	Sinus schwierig, andere Kurven mit Einschränkung möglich
2	Regelung \hat{V}_{\max} von 0,2 bis 2,5 m/s	Stufenlos regelbar über die Drehzahl	wie Schubkurbel	Realisierbar über ein entsprechendes Ventil und Regelung, auch geringer Geschwindigkeiten möglich	schwierig, hoher Aufwand für die Regelung, Realisierung im oberen Geschwindigkeitsbereich nicht möglich
3	homogene Bewegung: Amplitude der Oberschwingung $\leq 0,2$ cm/s bei $f \leq 30$ Hz	Probleme bei auftretendem Verschleiß, Spiel in den Umkehrpunkten möglich,	nicht einfach zu realisieren, abhängig von Führung des Stößels, und vom auftretenden Verschleiß	schwierig bei höheren Geschwindigkeiten, lösbar durch entsprechende Regelungsbauteile	es liegen keine Angaben über Schwingungswerte vor, Thyristorsteuerung zu erwarten
4	Hohe Präzision: Verkippungswinkel $\leq 0,01^\circ$,	Abhängig von der Führung des Monochromators und deren konstruktiven Auslegung	wie Schubkurbel	wie Schubkurbel	wie Schubkurbel
5	Antriebssteile liegen außerhalb des Neutronenstrahls	durch entsprechende räumliche Anordnung der Bauteile zu realisieren	wie Schubkurbel	wie Schubkurbel	wie Schubkurbel

Tabelle 5.1.-2: Informationsdaten zu den speziell untersuchten Antriebsarten

NR	Forderungen	Antriebe			
	Mindest	Schubkurbel	Nockenwelle	Hydraulikantrieb	Linearmotor
6	Wartungsarmer Betrieb	schwierig durch nötige Schmierung und Verschleiß	schwierig durch großen Schmierungsaufwand und großen Verschleiß	Wartungsintensive Bauteile können außerhalb der Anlage installiert werden	fast wartungsfrei, aber Wartung von Zusatzbauteilen wie Kühlung und Tachogenerator
7	Lebensdauer: 10 000 Std.	höchstens 2 000 Std., dann Austausch der Verschleißteile	keine 2 000 Std., dann Austausch der Nockenwelle nötig um den Anforderungen zu genügen	Zylinder etwa 10 000 Std. Dichtungssystem mehr als 2 000 Std.	mehr als 10 000 Std. erreichbar, außer Tachogenerator
8	Hubgröße: ≤ 200 mm	realisierbar, aber bewirkt hohe Beschleunigung	wie Schubkurbel	wie Schubkurbel	wie Schubkurbel
9	Monochromatordicke: ≤ 20 mm	abhängig von der auftretenden Beschleunigung, bisher bei $V = 1,0$ m/s eine Dicke von 10 mm	wie Schubkurbel	wie Schubkurbel	wie Schubkurbel
10	$\hat{V}_{\max} = 2,5$ m/s	ist zu realisieren, Probleme bei der Lebensdauer, Massenausgleich, Schmierung etc.	wie Schubkurbel	bis 3 m/s wird von entsprechenden Firmen zugesichert	sehr große Geschwindigkeiten sind kein Problem, schwierig sind kleine und große Geschwindigkeiten

Tabelle 5.1.-2: Informationsdaten zu den speziell untersuchten Antriebsarten

Nr	Forderungen	Antriebe			
		Schubkurbel	Nockenwelle	Hydraulikantrieb	Linearmotor
11	Saubere Betriebsweise	abhängig von der Dichtungsart und Schmiersystem	wie Schubkurbel	vergleichbare Anlagen arbeiten sauber	abhängig von der Form der Kühlung
12	Geschwindigkeitskurve sei angenäherte Dreieckskurve	ausschließlich Sinuskurve	Realisierbar, Güte ist abhängig von der Nockenform	Realisierbar, abhängig von der Steuerung und Regelung	eher eine Trapezkurve möglich, mit Einschränkung auch Sägezahnkurve möglich
13	Vollkommener Massenausgleich	nur teilweise zu realisieren, sowohl translatorische als auch oszillierende Massenkräfte	wie Schubkurbel	einfacher, da nur oszillierende Massenkräfte, trotzdem nicht ideal zu realisieren	wie Hydraulik
14	Geschwindigkeitskurve sei eine Trapezkurve, $\hat{v} = 4 \text{ m/s}$	nicht möglich	nicht möglich, da nur eine Kurve gleichzeitig realis	teilweise realisierbar, bis ca. 3 m/s	nicht realisierbar, falls Kurven mit hoher Priorität gefahren werden müssen

Tabelle 5.1.-2: Informationsdaten zu den speziell untersuchten Antriebsarten

Nr	Aufwand	Antriebe			
		Schubkurbel	Nockenwelle	Hydraulikantrieb	Linearmotor
15	Konstruktiver	Der gesamte Antrieb muß konstruiert werden, Welle, Führung, Schmiersystem etc.	Der gesamte Antrieb muß konstruiert werden, Nocken, Stößelführung, Führung, Schmiersystem etc.	Nur Führung, Haltung und Ausrichtung,	Die gesamte Anlage muß konstruiert werden, Führung, Kühlungssysteme, Motorführung, Halterung, etc.
16	Meß- und Regeltechnischer	Gering, Drehzahlregelung, induktiver Geschwindigkeitsaufnehmer,	wie Schubkurbel (höhere Anforderungen an den Geschwindigkeitsaufnehmer)	relativ groß, z.B. Steuerung mit internem Regelkreis oder Lageregelung,	großer Regelungsaufwand, durch Thyristorregelung,
17	Finanzielle	Abhängig davon, was in der KFA-Werkstatt angefertigt werden kann ca. 10 000 DM	wie Schubkurbel (etwas Kostenintensiver)	20 000 - 35 000 DM und die Konstruktion	20 000 DM alleine für Motor und interne Regelung, zusätzliche Konstruktion und externe Steuerung

Tabelle 5.1.-2: Informationsdaten zu den speziell untersuchten Antriebsarten

Bewertungsschema für Wertanalyse: Antriebe Nr. 1 - 13

Führungen Nr. 1 - 8

Bewertungsziffer	Definition
10	Die Forderung wird weit besser erfüllt als gefordert
9	Die Forderung wird besser erfüllt als gefordert
8	Die Forderung wird exakt erfüllt
7	Die Forderung wird nur mit großem Aufwand erfüllt
6	Die Forderung wird nur mit überdurchschnittlichem Aufwand erfüllt
5	Die Forderung wird noch mit überdurchschnittlichem Aufwand erreicht
4	Die Forderung wird nicht mehr ganz erreicht unabhängig vom Aufwand
3	Die Forderung wird nur noch zur Hälfte erreicht unabhängig vom Aufwand
1	Ansätze zur Erfüllung der Forderung sind vorhanden
0	Die Forderung wird nicht erfüllt

Bewertungsschema für Wertanalyse: Antriebe Nr. 14 - 16

Führungen Nr. 9 - 13

Bewertungsziffer	Definition
10	Der Aufwand ist unbedeutend
9	Der Aufwand ist gering
8	Der Aufwand entspricht der Zielsetzung
7	Der Aufwand ist gerechtfertigt

Bewertungsziffer	Definition
6	Der Aufwand liegt schon überdurchschnittlich hoch
5	Der Aufwand liegt überdurchschnittlich hoch
3	Der Aufwand liegt weit über dem üblichen
1	Der Aufwand ist fast nicht mehr gerechtfertigt
0	Der Aufwand ist nicht mehr gerechtfertigt

5.2 Ausarbeitung der Informationstabellen und der Wertanalyse

Um zu einem objektiven Ergebnis zu gelangen, wurden die gesammelten Informationen nach den gestellten Gesichtspunkten (s. Informationstabellen) analysiert. Dabei waren die Informationen zu den nicht-mechanischen Lösungsvorschlägen entschieden zu gering. Da diese Antriebsarten, falls eine als Lösung gewählt würde, nicht vollständig selbst konstruiert werden sollte, wurden entsprechende Anfragen an Firmen gerichtet. Zusätzlich wurden, von den Lösungsvorschlägen der Wertanalyse, Skizzen und Entwürfe angefertigt als Diskussionsgrundlage. Nachdem die Informationstabellen vervollständigt waren und die Wertanalyse abgeschlossen werden konnte, wurde eine Entscheidungsgrundlage ausgearbeitet.

Nr	Forderungen	Wertigkeit	Bewertungsziffer \ Wertigkeit x Bewertungsziffer			
			Schubkurbel	Nockenwelle	Hydraulikantrieb	Linearmotor
1	Geschwindigkeitskurve: $V = f(t) = \sin$	10	8 / 80	8 / 80	8 / 80	1 / 10
2	Regelung \hat{V}_{\max} von 0,2 bis 2,5 m/s	10	8 / 80	8 / 80	8 / 80	4 / 40
3	homogene Bewegung: Amplitude der Oberschwingung $\leq 0,2$ cm/s bei ≤ 30 Hz	10	7 / 70	4 / 40	6 / 60	5 / 50
4	Hohe Präzision: Verkipfungswinkel $\leq 0,01^\circ$	10	8 / 80	8 / 80	8 / 80	4 / 40
5	Antriebssteile liegen außerhalb des Neutronenstrahls	10	8 / 80	8 / 80	8 / 80	8 / 80
	Mindest Forderungen		390	360	380	260
6	Wartungsarmer Betrieb	6	6 / 36	5 / 30	7 / 42	7 / 42
7	Lebensdauer: 10 000 Std.	6	3 / 18	1 / 6	3 / 18	8 / 48
8	Hubgröße: ≤ 200 mm	6	8 / 48	8 / 48	8 / 48	8 / 48
9	Monochromatordicke: ≤ 20 mm	6	8 / 48	8 / 48	8 / 48	8 / 48
10	$\hat{V}_{\max} = 2,5$ m/s	6	7 / 42	7 / 42	8 / 48	3 / 18
			192	174	204	204

Tabelle 5.1.-3: Wertanalyse: Antriebe

Nr	Forderungen	Wertig- keit	Bewertungsziffer \ Wertigkeit x Bewertungsziffer			
	Wünschenswerte		Schubkurbel	Nockenwelle	Hydraulikantrieb	Linearmotor
11	Saubere Betriebsweise	2	6 12	6 12	6 12	7 14
12	Geschwindigkeitskurve: angenäherte Dreieckskurve	3	0 0	6 18	8 24	5 15
13	Vollkommener Massenaus- gleich	1	1 1	1 1	4 4	3 3
14	Geschwindigkeitskurve: Trapezkurve bis 4,0 m/s	3	0 0	0 0	4 12	3 9
	Aufwand		13	31	52	47
15	Konstruktiv	3	5 15	3 9	9 27	5 15
16	Meß- und Regelungs- technik	3	10 30	9 27	8 24	5 15
17	Finanzielle	3	8 24	8 24	7 21	5 15
			69	60	72	50

Tabelle 5.1.-3: Wertanalyse: Antriebe

5.3 Entscheidungsgrundlage

Forderungen	Schubkurbel	Nockenwelle	Hydraulik- antrieb	Linearmotor
Unabdingbare	390	360	380	260
Mindest	192	174	204	204
Wünschenswerte	13	31	52	41
Aufwand	69	60	72	50
Summe	664	625	708	555

Tabelle 5.3.-1: Ergebnis der Wertanalyse Antriebe

Das Ergebnis der Wertanalyse favorisiert den Hydraulikantrieb, als optimalen Doppler-Antrieb.

Besonders der Linearmotor konnte den Anforderungen nur bedingt genügen. Durch die zu erwartende thermischen und regelungstechnischen Probleme sind die geforderten Geschwindigkeitsbereiche, die homogene Bewegung und Wartungsfreundlichkeit nicht zu realisieren.

Das Prinzip der Nockenwelle konnte besser überzeugen, mußte aber auch in den unabdingbaren und Mindestforderungen Abstriche machen. Die zu erwartende inhomogene Bewegung durch mögliches "Flattern" der Stößel, der hohe Verschleiß, durch ununterbrochenen Kontakt von Nocken und Stößel, auch bei intensiver Wartung, waren maßgeblich dafür verantwortlich. Die vorteilhaftere Kurvenform kann diese Nachteile nicht ausgleichen.

Die Schubkurbel konnte als zweitbesten Antrieb abschneiden. Das Ergebnis wurde im wesentlichen, durch die einfache Geschwindigkeits-

regelung über die Drehzahl, der zwangsläufig resultierenden Sinusgeschwindigkeitskurve, welche bei spielfreiem Betrieb genaue homogene Bewegungen ergibt,beeinflußt. Hinzu kommen robuste und kostengünstige Bauweise. Als Problem müssen die intensive Wartung, die geringe Lebensdauer und der fortschreitende Verschleiß, mit Einfluß auf die Betriebseigenschaften, gesehen werden.

Der Hydraulikantrieb konnte in fast allen gestellten Forderungen positiv überzeugen. Er vereinigt in seinen Möglichkeiten die Forderung der verschiedenen Kupferformen,der großen Geschwindigkeitsbereiche,der hohen Lebensdauer und der geringen Wartung bei sauberer Betriebsweise. Als Problem zeigt sich die Realisierung der homogenen Bewegung, welche aber über einen entsprechenden Regel- und Steueraufwand realisiert werden kann.

5.4 Entscheidung

Auf Grund der in 5.3 zusammengefaßten Ergebnisse der Analyse und Argumente der einzelnen Antriebe, wird der Hydraulikantrieb mit Servozylinder als bestgeeigneter Antrieb gewählt. Da der hydraulische Teil des Antriebes von entsprechenden Firmen ausgelegt wird, ist als eigene Entwicklungs- und Konstruktionsaufgabe der mechanische Teil zu konzipieren.

Zur Überprüfung der getroffenen Entscheidung, auf Grund theoretischer Kenntnisse,wurde eine Simulation des ventilgesteuerten Zylinderantriebes, im Rahmen einer Analogrechnerstudie, durchgeführt. Die Studie wurde von der Firma Jaro (Hydraulische Systemtechnik) angeboten. Es boten sich drei Steuerungskonzepte an zur Erzeugung der Geschwindigkeitsprofile.

- Betrieb des Antriebes in der Steuerkette
- Geschwindigkeitsregelkreis
- Lageregelkreis

Die folgenden Abbildungen zeigen die Geschwindigkeitsprofile bei den verschiedenen Steuerungskonzepten. Der Geschwindigkeitsregelkreis wurde nicht dargestellt, da er unsaubere Signale in Teilbereichen liefert.

Zu den Abbildungen:

Abb.: 5.4-1 : Betrieb des Antriebes in der Steuerkette bei Dreiecksprofil

Gefahr der Drift des Zylinders,
Exakte symmetrische Geschwindigkeitsprofile nicht erzeugbar,

Abb.: 5.4-2 : Steuerkette mit unterlagerter Wegrückführung bei Dreiecksprofil

keine Drift des Zylinders,
Verzerrung des Ist-Signals,

Abb.: 5.4-3 : Steuerkette mit unterlagerter Wegrückführung bei sprungförmiger Änderung des Geschwindigkeitssollwertes

Verzerrung des Ist-Signals,

Abb.: 5.4-4 : Steuerkette mit unterlagerter Wegrückführung bei sprungförmiger Änderung des Geschwindigkeitssollwertes

Im Kleinsignalbereich zeigt das Geschwindigkeitsprofil eine deutliche Schwingneigung,

Abb.: 5.4-5 : Lageregelkreis bei sprungförmiger Veränderung des Geschwindigkeitsprofil

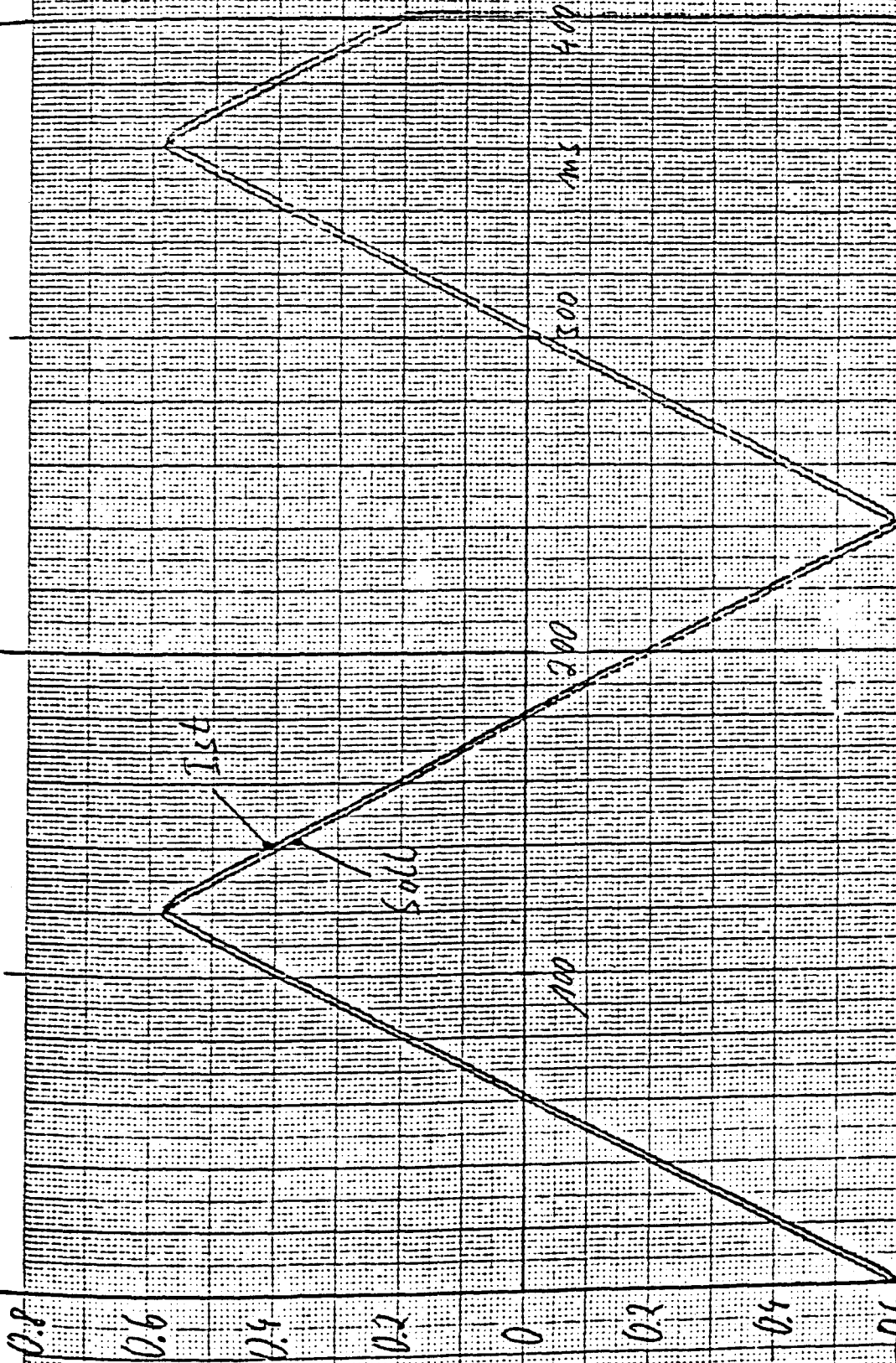
Harmonischer Sollwertverlauf,
geringere Anregung als im Betrieb Steuerkette,

Abb.: 5.4-6 : Lageregelkreis bei Dreiecksförmigem Geschwindigkeitsverlauf

Eigenschaften wie System 5.4-5 ,

Steuerkette

Kolben geschwindigkeit $\dot{x}/\text{mm/s}$

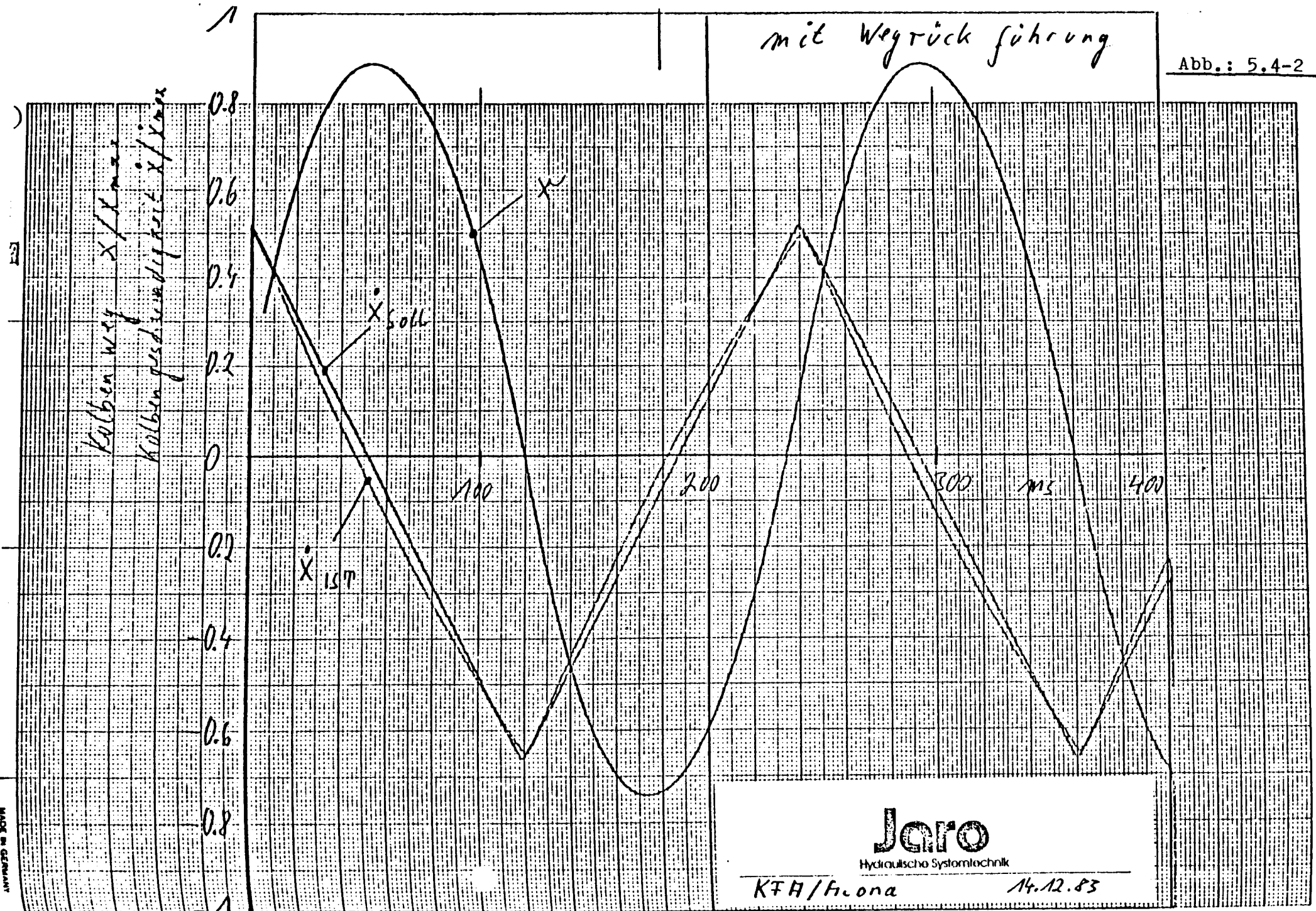


JOMO

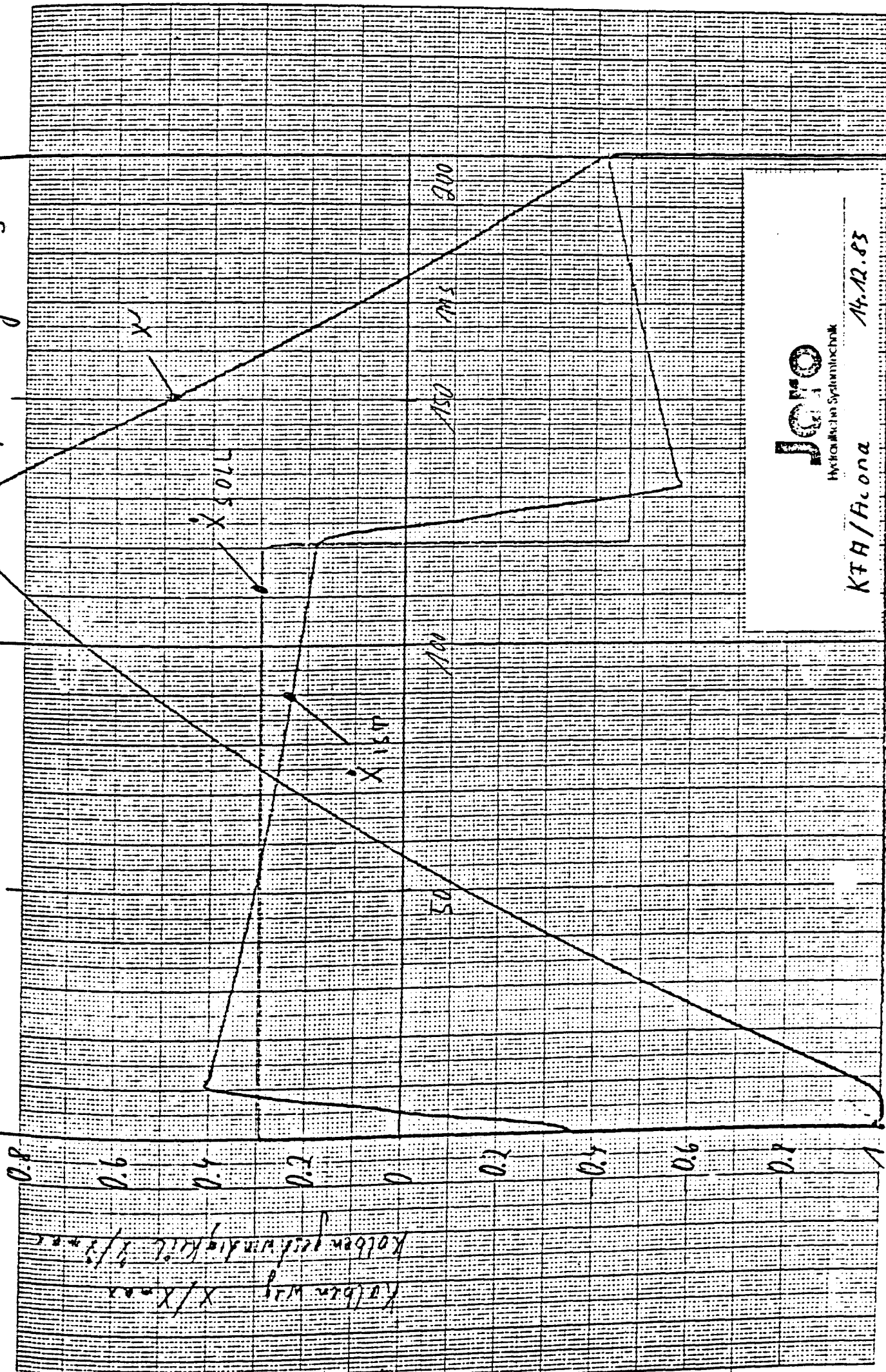
Hydraulische Systemtechnik

KFA/Fr.ona

14.12.83

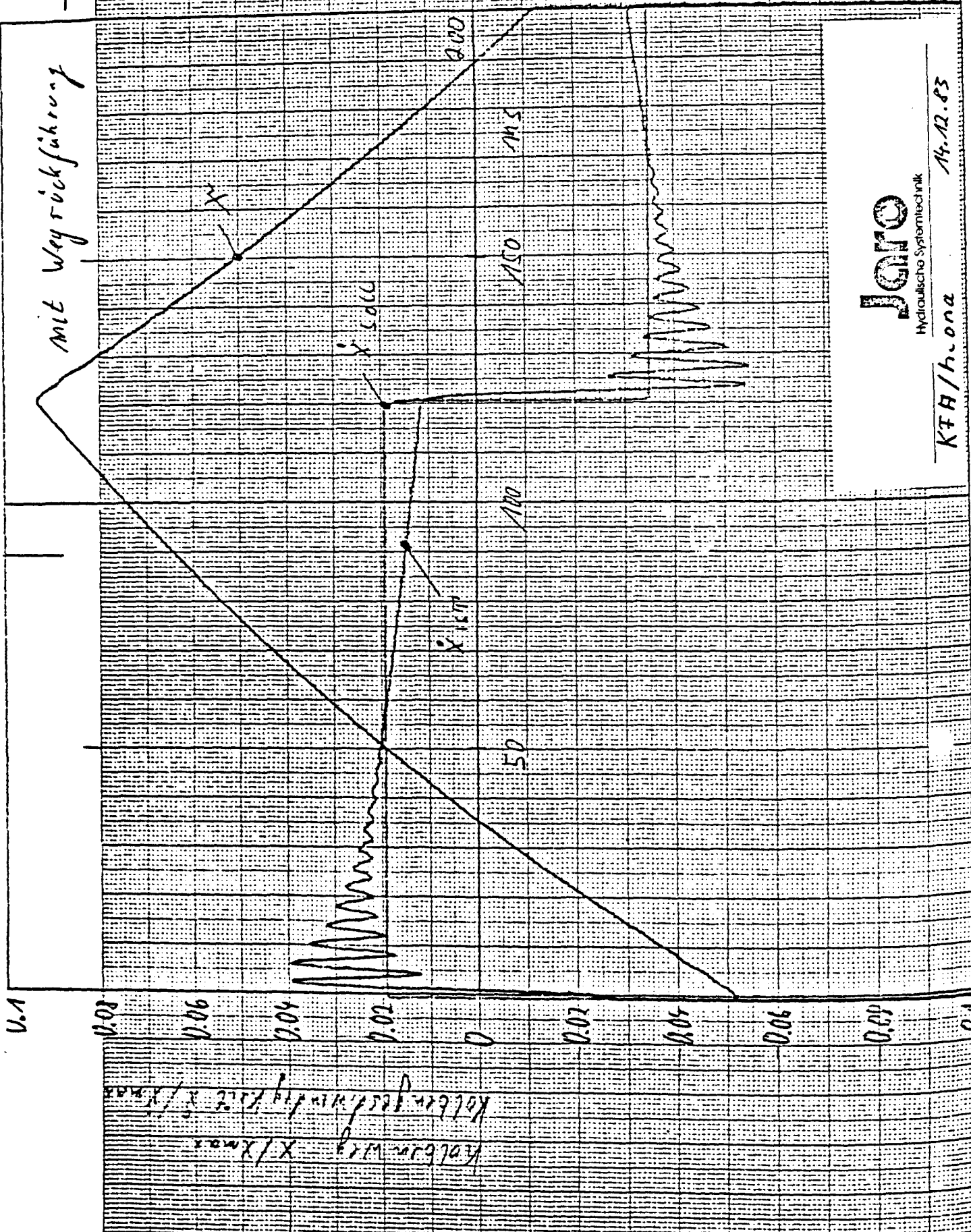


mit Wegrückführ.



Jero
Hydraulische Systemtechnik
KTH/Hlona
14.12.83

mit Weyrockführung



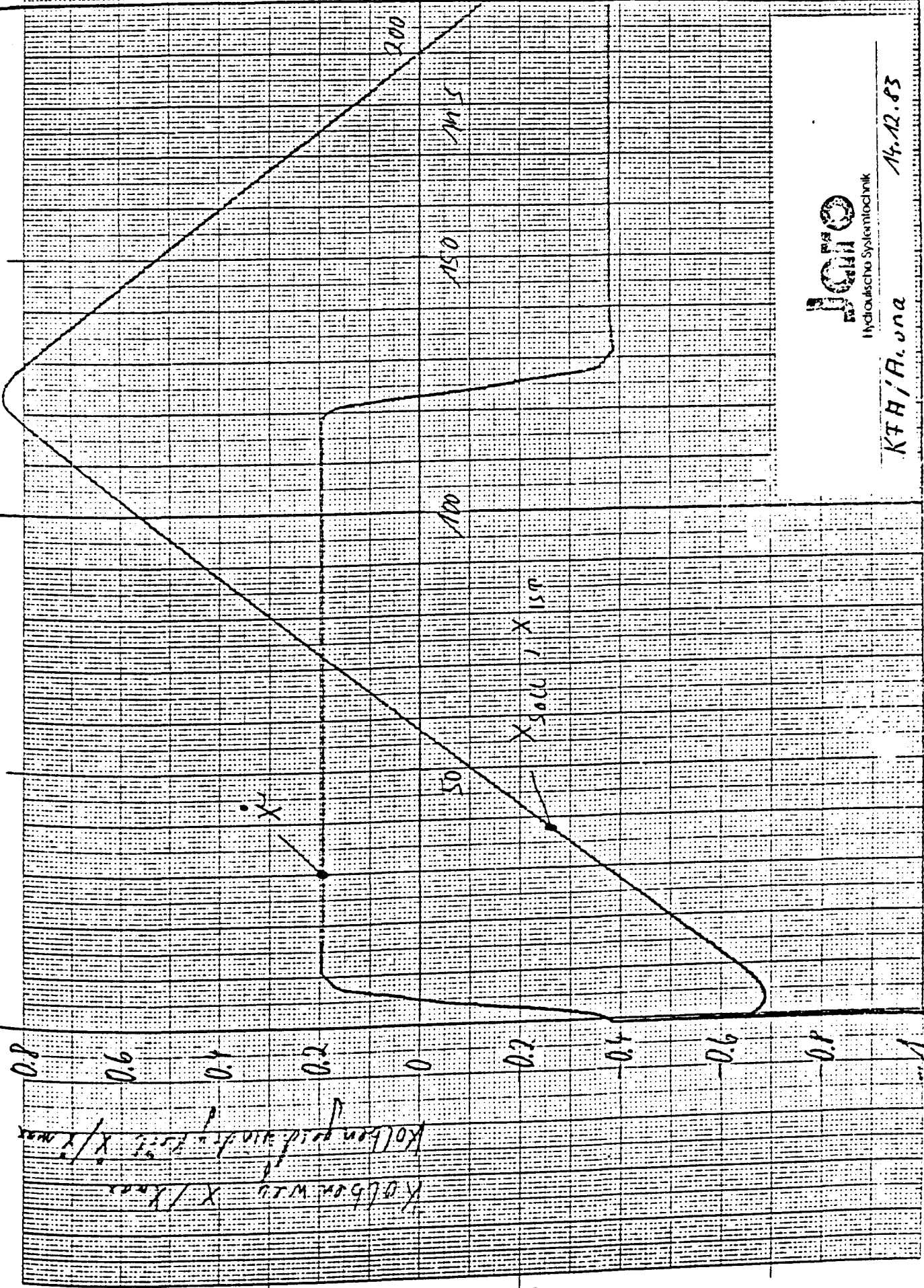
Jaro

Hydraulische Systemtechnik

KFA/h.o.n.a

14.12.83

Lagerreglung

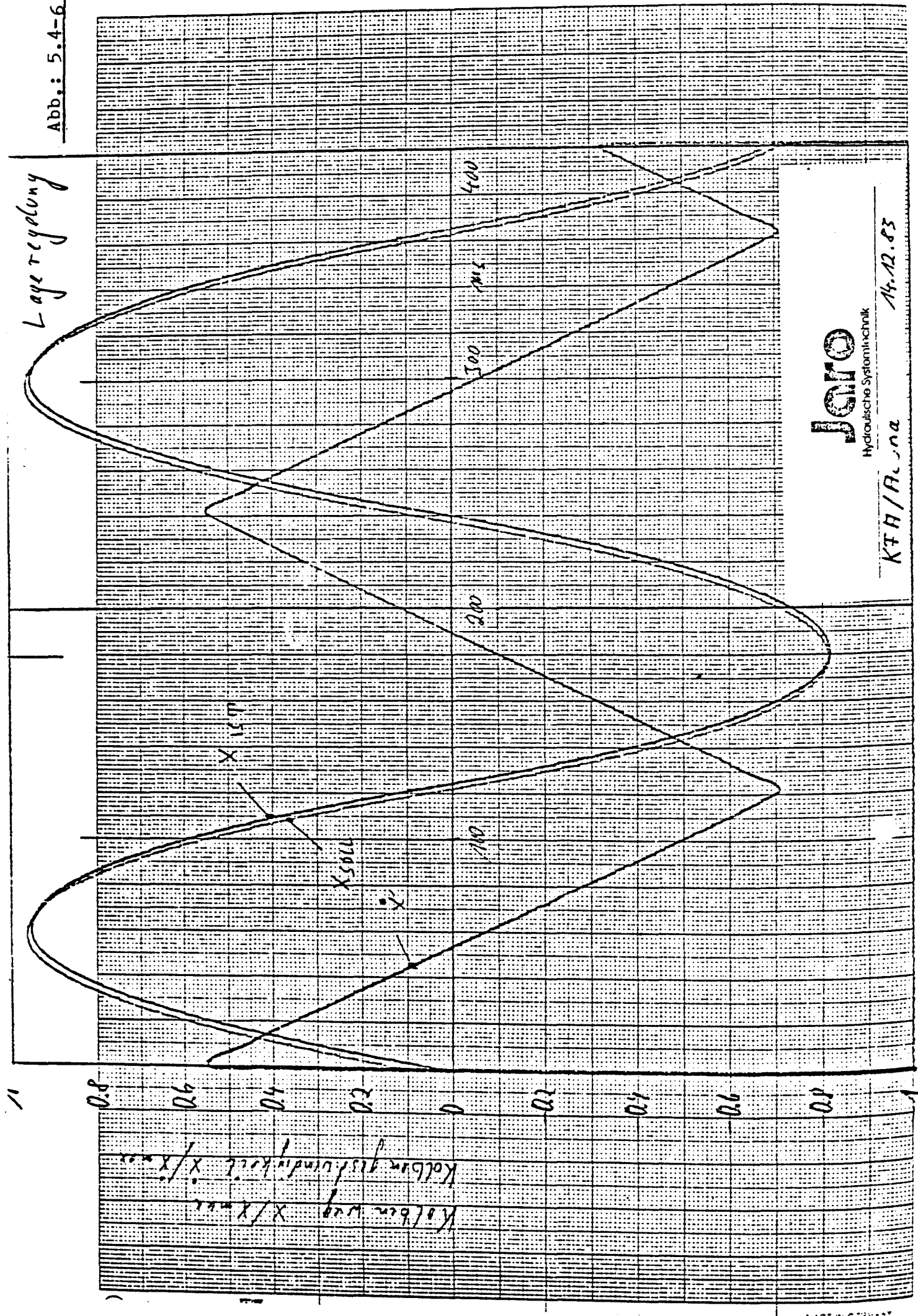


Hydraulische Systemtechnik

KTH/Aluna

14.12.83

Lagerreglung



Jaro

Hydraulische Systemtechnik

14.12.83

KTH/Rena

6. Wertanalyse: Führungen(Nutz-Wertanalyse)

Wegen der hohen Anforderungen an die Präzision des Antriebes, welche nicht unerheblich von der Qualität der Führung beeinflußt wird, wurde auch für die Wahl des Führungssystems eine Wertanalyse, analog zur Wertanalyse Antriebe, durchgeführt. Die Form wurde entsprechend übernommen, ebenso die Bewertungstabellen Seite 41/42 .

6.1. Inhalt der Analyse

Als Führungsmöglichkeiten wurden untersucht:

- Wälzführungen -
- Trockengleitführungen -
- hydrodynamische Führungen -
- hydrostatische Führungen -
- aerostatische Führungen -
- Magnetführungen -

Durch die Wertanalyse lagen hinreichend Informationen über die verschiedenen Führungsarten vor, bei Berücksichtigung der besonderen Anforderungen an die Führung, sowie der besonderen Umweltverhältnisse, so daß auf Grund der Ergebnisse, die am besten geeignete Führung gewählt werden konnte.

Dabei wurde als wesentlicher Aspekt in die Bewertung mit aufgenommen, daß, falls eine Anforderung die Bewertungsziffer 0 erhält, diese Führungsart als Lösung nicht mehr in Betracht gezogen wird. Dadurch sollte sich die Zahl der Führungsmöglichkeiten erheblich einschränken.

Die Bewertungskriterien wurden in 2 Gruppen eingeteilt. Einmal die Gruppe Anforderungen mit 8 Unterpunkten und die Gruppe Aufwand mit 5 Unterpunkten. Die untersuchten Kriterien waren nach den Anforderungen an das Projekt gewählt worden. Als Wertigkeitsziffern wurden die Zahlen 1 bis 3 gewählt.

Nr	Anforderungen	Führungen					
		Wälz-	Trockengleit-	hydrodynamische	hydrostatische	Aerostatische	Magnet-
1	Lebensdauer: 10 000 Std.	höher als 10 000 Std.	keine 10 000 Std. bei angestrebten gleichbleibenden Eigenschaften	höher als 10 000 Std. bei sorgfältiger Auslegung	höher als 10 000 Std.	in jedem Falle höher als 10 000 Std.	Praktisch unbegrenzt,
2	Wartungsarm	kaum Wartung, sehr wenig Schmierung nötig,	Wartungsintervalle nötig, aufwendig,	Wartungsintervalle nötig, z. B. alle 10 000 Std.	Wartungsintervalle für Hydraulikanlage,	Luftaufbereitungsanlage muß gewartet werden	keine Wartung
3	geringer Verschleiß	kaum Verschleiß	abhängig von Werkstoffpaarung, aber immer groß	abhängig von der Werkstoffpaarung, immer Mischreibung, Verschleiß schon erheblich	geringer Verschleiß, keine Mischreibung	bei Hochdruck Schmierung fast verschleißfrei	Verschleißfrei
4	Präzision: Verkipfungstoleranz 0,01	sehr hohe Präzision, über Lagerpiel einstellbar	abhängig von konstruktiven Gesichtspunkten Lagerspiel ca. 0,05 mm	abhängig von konstruktiven Gesichtspunkten	etwas schlechter als aerostatische Führung, im m Bereich	im m-Bereich reich, Spiel ca. 1 bis 2 m	genügt höchsten Ansprüchen
5	gute Dämpfung	geringe Dämpfung, Probleme nur bei Stoßbelastung	gute Dämpfung	gute Dämpfung	gute Dämpfung	durch konstruktive Mittel kann gute Dämpfung erreicht werden	Dämpfung muß installiert werden

Tabelle 6.1-1 : Informationen zu den Führungssystemen

Nr	Anforderungen	Führungen					
		Wälz-	Trockengleit-	hydrodynamische	hydrostatische	Aerostatische	Magnet-
6	Oberflächen- güte der Führungs- bahnen	im m-Bereich Passung z.B. h6/N3	Unterprobe feingefräst, Oberprobe ge- schliffen	Unterprobe feingefräst, Oberprobe ge- schliffen	wie hydrodynam- ische Führung	Die Rauhtiefe ist geringer als 1 μm ,	hat keinen Einfluß auf die Eigen- schaften der Führung
7	homogene Bewegung, kein Stick- Slip	kein Stick- Slip bei Wälzkörpern	Realisierbar durch ent- sprechende Werkstoff- paarung	abhängig von entsprechender Werkstoffpaa- rung, Schmie- rung, etc.	kein Stick- Slip	kein Stick- Slip	kein Stick- Slip
8	Unempfind- lichkeit	empfindlich gegen Stöße	empfindlich gegen Ände- rung der Um- weltbedin- gungen	empfindlich gegen ver- schmutztes Öl und Staub	empfindlich gegen Änderung der Öleigen- schaften	empfindlich gegen schlecht aufbereitete Luft und Staub	unempfindlich

Tabelle 6.1-1: Informationen zu den Führungssystemen

Nr	Aufwand	Führungen					
		Wälz-	Trockengleit-	hydrodynamische	hydrostatische	aerostatische	Magnet-
9	Schmierung	geringe, niedrig viskose Fettschmierung	keine Schmierung bis $V = 2 \text{ m/s}$	relativ groß. Aufwand bei sauberer Betriebsweise	großer Aufwand, Drucksystem, Abdichtung etc.	Hochdruckluftschmierung für Schweißreibung,	keine Schmierung
10	Entwicklung	keine Entwicklung	keine Entwicklung	Schmiersystem	teilweise neue Entwicklung nötig, Schmiersystem, Abdichtung,	vollkommen neue Entwicklung nötig, Einzelfertigung	vollkommen neue Entwicklung
11	Konstruktion	gering	gering	größerer Aufwand nötig für Dichtung	großer Aufwand	hohe Anforderungen an fertigungsgerichtetes Konstruieren	hohe Ansprüche an Konstruktion (Justierung)
12	Fertigung	relativ gering Serienteile	relativ gering Serienteile	abhängig vom Ölleitungssystem, höherer Aufwand nötig,	großer Aufwand nötig, Ölleitungssystem, Dichtungssystem	große Anforderungen an Heßeinrichtungen und Präzisionsmaschinen	relativ großer Aufwand nötig (Justierung)
13	Finanziell	gering da Serienteile	gering da Serienteile	weit geringer als bei aerost., hydrost. oder Magnetführung	hohe Fertigungskosten, viele Zusatzgeräte nötig	sehr hohe Fertigungskosten,	sehr hohe Entwicklungskosten

Tabella 6.1.1: Informationen zu den Führungssystemen

Nr.	Anforderungen		Bewertungsziffer		Wertigkeit x. Bewertungsziffer			
			Wälz-	Trockengleit	hydro-dynamische	hydro-statische	aero-statische	Magnet-
1	Lebensdauer: 10 000 Std	3	8 24	5 15	8 24	9 27	9 27	10 30
2	Wartungsarm	3	7 21	4 12	6 18	6 18	6 18	10 30
3	geringer Verschleiß	3	7 21	3 9	6 18	8 24	9 27	10 30
4	Präzision: Verkippungs- : 0,01°	3	8 24	7 21	7 21	8 24	9 27	10 30
5	gute Dämpfung	3	7 21	8 24	8 24	7 21	7 21	7 21
6	Oberflächengüte der Führungsbahnen	3	8 24	8 24	8 24	8 24	6 18	10 30
7	homogene Bewegung kein Stick-Slip	3	8 24	6 18	7 21	8 24	8 24	8 24
8	Unempfindlichkeit	3	8 24	8 24	8 24	7 21	7 21	8 24
			183	147	174	183	180	219

Tabelle 6.1-2 : Wertanalyse: Führungen

Nr. Aufwand		Bewertungsziffer		Wertigkeit x Bewertungsziffer				Magnet-
		Wälz-	Trocken- gleit-	hydro- dynamische	hydro- statische	aero- statische		
9 Schmierung	3	8 / 24	10 / 30	8 / 24	5 / 15	7 / 21	10 / 30	
10 Entwicklung	3	8 / 24	8 / 24	8 / 24	6 / 18	1 / 3	0 / 0	
11 Konstruktion	2	9 / 18	9 / 18	8 / 16	6 / 12	3 / 6	5 / 10	
12 Fertigung	2	8 / 16	8 / 16	7 / 14	3 / 6	0 / 0	3 / 6	
13 Finanziell	1	8 / 8	8 / 8	8 / 8	3 / 3	1 / 1	1 / 1	
		90	96	86	54	31	47	

Tabelle 6.1-2 : Wertanalyse: Führungen

6.2. Ergebnis der Wertanalyse: Führungen

	Wälz-	Trocken- gleit-	Hydro- dynamisch	hydro- statisch-	aero- stat. -	Magnet-
Anforder- ungen	183	147	174	183	180	219
Aufwand	90	96	86	54	31	47
Summe	273	243	260	237	214	266

Tabelle 6.2.-1: Ergebnis der Wertanalyse: Führungen

Die aerostatische Führung und die Magnetführung scheiden, unabhängig von ihrer erreichten Punktezahl, als Führungsmöglichkeit aus, da Beide je einmal die Bewertungsziffer 0 erhalten haben. Der Entwicklungsaufwand für die Magnetführung und der Fertigungsaufwand für die aerostatische Führung sind nicht gerechtfertigt.

Von den 4 verbliebenen Systemen erreicht die hydrostatische Führung die geringste Punktzahl, da ihre Realisierung einen sehr großen Aufwand erfordert. Hinzu kommt, daß große Vorteile bei der Erfüllung der Anforderungen, im Vergleich zu den anderen Führungssystemen, nicht gegeben sind. Vielmehr muß als Nachteil das aufwendige Schmiersystem, die Empfindlichkeit und die häufigen Wartungsintervalle gesehen werden. Die hydrostatische Führung ist deshalb keine Lösungsmöglichkeit.

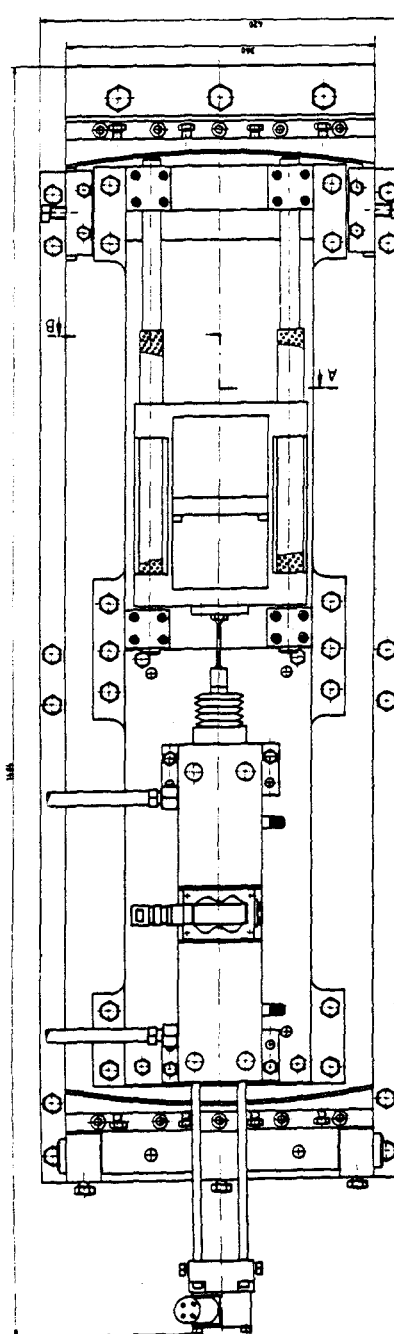
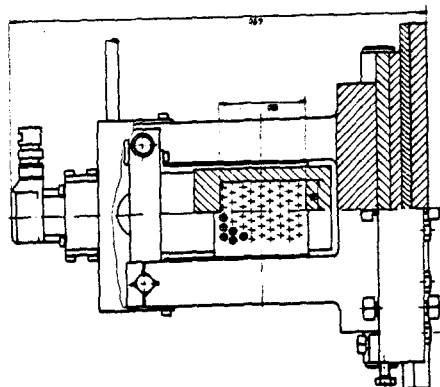
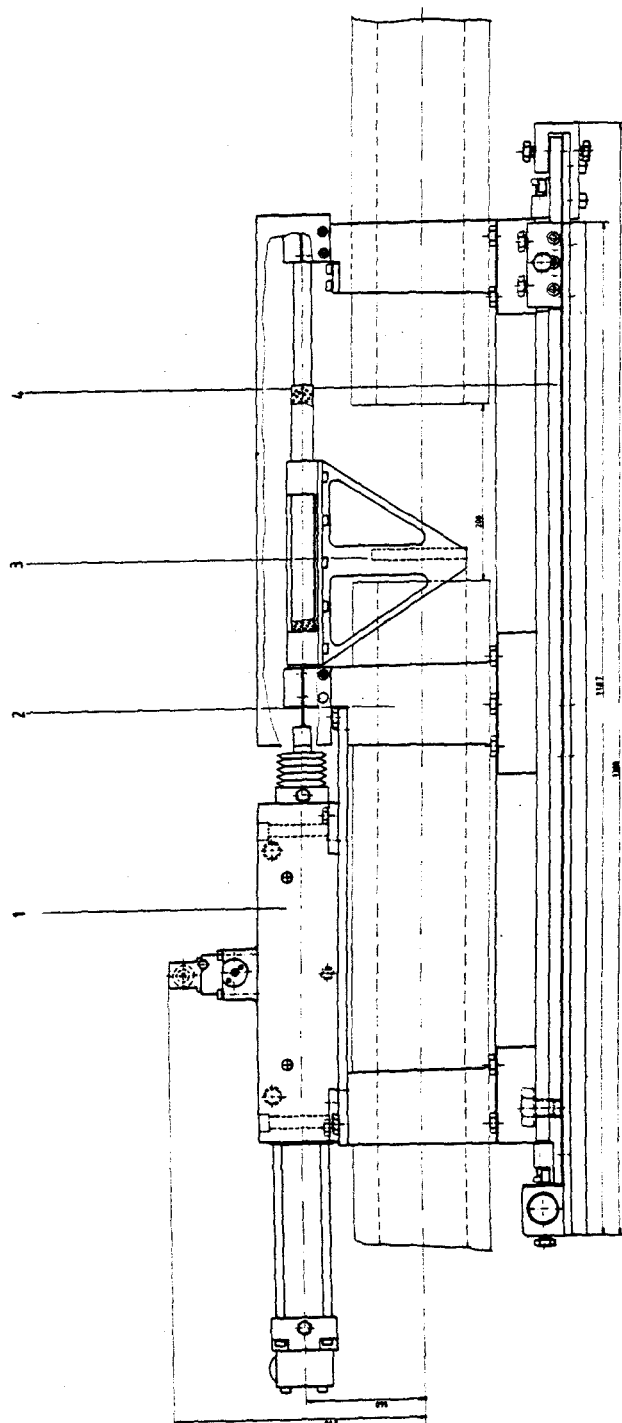
Ebenso die Trockengleitführung. Sie kann die gestellten Anforderungen nur unvollständig erfüllen und erreicht somit die geringste Punktezahl bei den Anforderungen. Im wesentlichen wird das Ergebnis durch die Geschwindigkeitsgrenze von 2 m/s, dem hohem Verschleiß, das vorhandene Führungsspiel und die geringe Lebensdauer beeinflusst.

Von den beiden verbliebenen Führungen kann die hydrodynamische Führung nur den zweiten Platz belegen, da sie Misch

reibung verursacht, besondere Vorrichtungen für eine saubere Betriebsweise voraussetzt und nicht so wartungsarm ist wie die Wälzführung.

Die Wälzführung kann unerwartet den ersten Platz belegen von allen Führungssystemen. Erst durch intensive Kontakte zu Lagerfirmen konnten die entscheidenden Informationen besorgt werden. Besonders die Aufgaben über zulässige Beschleunigungen von bis zu 20 g ließen eine Lösung erst realistisch erscheinen. Die Gefahr des Gleitens der Wälzkörper war bei diesen Werten nicht mehr gegeben.

Die Vorteile der Wälzführung liegen in der wartungsarmen Betriebsweise, der hohen Lebensdauer, der Spielfreiheit, des geringen Verschleiß und des geringen Schmiermittelbedarfs. Wegen der angeführten Gründe und dem Ergebnis der Wertanalyse wird die Wälzführung als Führungssystem gewählt.



Dr. David H. Gustafson, MD, PhD

[illegible]

7. Konzipierung des mechanischen Teils des Doppler - Antriebes

Durch die Wahl des hydraulischen Servozyinders, zur Erzeugung eines Dopplereffektes, konnten die meisten der gestellten Forderungen erfüllt werden. Der Hydraulik- und Regelungsteil wird durch qualifizierte Hydraulikfirmen ausgelegt. Die eigene konstruktive Arbeit beinhaltet den gesamten mechanischen Teil der Anlage. Dies sind die Führungseinheit, das Antriebsgestell, die Ankopplung von Zylinder und Monochromatorschlitten und die Justiervorrichtung. Bei der konstruktiven Auslegung dieser Teile müssen nachfolgende Forderungen beachtet werden:

- Hub ≤ 200 mm
- Antriebsteile müssen außerhalb des Neutronenstrahls liegen
- hohe Präzision: Verkippungswinkel $\leq 0,01^\circ$
- Lebensdauer: 10000 Std.
- Monochromatordicke ≤ 20 mm
- vollkommener Massenausgleich sollte nach Möglichkeit angestrebt werden

Zu den Einflüssen der einzelnen Forderungen, auf die Konstruktion der Baugruppen, wird in den folgenden Kapiteln hingewiesen.

Das Konstruktionsschema sah direkt vor, daß der Hub auf 200 mm festgelegt wird, um die geringst mögliche Belastung, bei größtmöglicher Periodendauer zu realisieren. Die Kristallträgerplatte mit Halterung (Monochromatorschlitten) wird, in den Neutronenstrahl hineinhängend, von einem Zylinder bewegt. Der Zylinder ist über dem Neutronenkanal angebracht. Als Führungen werden Wälzführungen, welche auf zwei parallelen Wellen abrollen, benutzt. Ein Antrieb mit 2 Zylindern, analog zum vorhandenen Antrieb mit 2 Schubkurbeln, ist nicht möglich, da ein Synchronantrieb von 2 Zylindern nicht realisierbar ist.

7.1 Dimensionierung der Führung

s. Zeichnung Nr. 670.341283/0

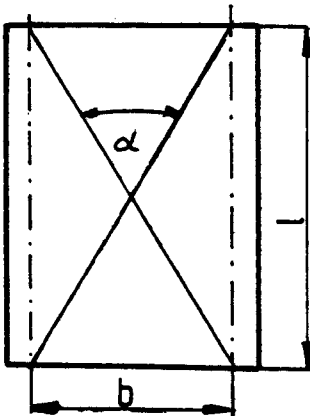
Beim Vergleich von Wälzführungen verschiedener Firmen, wurde als

wichtigstes Entscheidungskriterium die maximal zulässige Beschleunigung benutzt. Hier traten Unterschiede bis zum Faktor 4 auf. Dabei wurde sich für die Führungsbauteile der Firma Feinprüf entschieden. Deren Hochgenau-Kugelführungen ermöglichen Beschleunigungen bis maximal 200 m/s, sind spielfrei und erreichen eine Lebensdauer von über 10 000 Std., bei sehr geringem Verschleiß und geringster Wartung.

Hochgenau- Kugelführungen sind vorgespannte Wälzlager großer Leichtgängigkeit. Die Kugeln nehmen die Kugelhäufungen so mit, daß diese mit halber Geschwindigkeit an der Bewegung des Monochromatorschlittens teilnehmen.

7.1.1. Führungsverhältnis

Wenn eine Führung dimensioniert wird muß auf das Führungsverhältnis geachtet werden, damit ein störungsfreies Führen gewährleistet wird. Dabei kann das Verhältnis über den Winkel oder über das Verhältnis von Länge zu Breite angegeben werden.



$$\text{Es gilt: } f = \frac{l}{b} \geq 1,0$$

$$\text{oder : } \alpha \leq 90^\circ$$

Im ungünstigsten Fall darf $f = 1$ werden. Dies entspricht $\alpha = 90^\circ$

Beim Dopplerantrieb wird die Breite der Führung stark durch den Kristallträger und die Führungswellendurchmesser beeinflusst und mit $b = 167 \text{ mm}$ festgelegt. Die Länge l wird mit 240 mm angenommen.

Überprüfung des Führungsverhältnisses:

$$f = \frac{1}{b} = \frac{240}{167} = 1,44$$

Die gewählten Maße genügen den Anforderungen.

7.1.2. Technische Daten der Führung

Die Ermittlung der Führungsdaten erfolgte nach dem Lagerkatalog der Firma Feinprüf. Positiv wirkte sich aus, daß die zu bewegende Masse sehr gering ist. Von den Firmen wurden bei diesen minimalen Massen Wellendurchmesser von 12 mm vorgeschlagen. Um aber Schwingungserregung durch wechselnde Belastung auszuschließen und die Durchbiegung möglichst klein zu halten, wird ein Wellendurchmesser von 25 mm gewählt.

Daten des Führungssystems:

Hub	:	200 mm
Gewicht	:	ca 2,5 kg
Beschleunigung maximal	:	100 m/s ²
Beschleunigung zulässig	:	200 m/s ²
Führungswellen Ø	:	25 mm
Führungswellenlänge	:	560 mm
Kugelkäfig Ø	:	31 mm
Kugelkäfiglänge	:	340 mm
Anzahl der Käfigsegmente	:	3. Seg. a 100 mm 1. Seg. a 40 mm
Kugelkäfigwerkstoff	:	Kunststoff
Führungsbuchsen Ø	:	38 mm
Führungsbuchsenbreite	:	45 mm
Führungsbuchsenwerkstoff	:	Oberflächengehärteter Wälzlagerwerkstoff HRC 60 - 64
Führungswellenwerkstoff	:	Wälzlagerwerkstoff HRC 60 - 64

7.1.2 Lebensdauer, Einbau, Wartung der Führungsbauteile

Wichtig für die Erzielung hoher Lebensdauer ist die absolute Sauberkeit und regelmäßige Schmierung. Sofern die Vorspannung exakt eingehalten wird, die zulässige Belastung nicht überschritten wird, kann mit nahezu unbegrenzter Lebensdauer der Kugelführungen gerechnet werden. Die Sicherheit steigt in dem Maße, je größer der Abstand der vorhandenen Belastung zur zulässigen Belastung ist.

Die Befestigung der Führungsbuchsen erfolgt am idealsten durch Kleben mit Einkomponentenkleber. Dadurch ist eine feste Verbindung zwischen Führungsbuchsen und Aufnahmekörper hergestellt, ohne daß die Vorspannung beeinflußt wird. Die Führungswellen müssen so befestigt werden, daß die Abweichung der Parallelität nicht größer als der Betrag der Vorspannung ist. Dies erreicht man indem die Wellen in geschliffenen Prismen eingeklemmt werden.

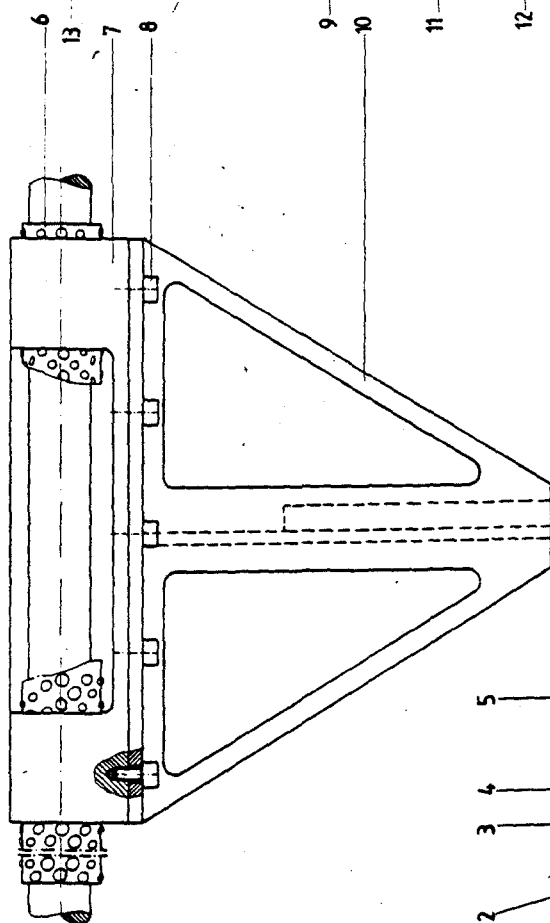
Die Kugelführungen müssen gelegentlich gereinigt und danach eingefettet werden. Dies kann geschehen im Rhythmus wie der Reaktor abgeschaltet wird. Als Schmierung genügt ein dünner Schmierfilm, welcher einen monatelangen Dauerbetrieb gewährleistet. Als Schmierstoff wird ein Barriettaschmierstoff (Fa. Klüber) vorgeschlagen.

7.2 Dimensionierung des Monochromatorschlittens und des Monochromators

s. Zeichnung Nr. 670.341283.03/1

Der Monochromator (kristallträger) wird als eine bienenwabenartige Aluminiumplatte (AlMg 3) hergestellt. Auf diese Platte werden die Siliciumkristalle aufgeklebt. Aluminium hat den Vorteil, daß es den nichtreflektierten Strahlanteil nur gering schwächt und dieser fast ungehindert zum nächsten Experiment gelangen kann. Gleichzeitig wird die zubewegende Masse stark reduziert. Die bienenwabenartige Bauweise unterstützt dies noch erheblich. Aus dem gleichem Grunde wird auch der gesamte Monochromatorschlitten

Bei dieser Festimmung berücksichtigen wir die Wahrscheinlichkeit, dass bei dem Fall der Pulsmessung ein falsches Ergebnis, eine unrichtige Veranlassung oder Verletzung oder Missetzung eintritt. Diese nur noch untergeordneten Verhältnisse sind zu berücksichtigen.



Kleber: Einkomponentenkleber

[illegible][illegible]

Benennung	Monochromatorschliffen	Verhältnis	1:1	Einzelteil Nr.	A1	Platte Nr.	
				670 34283-0311			
				Einzelteil für			
				Einzelteil durch			

aus AlMg 3 gefertigt. Die auftretenden Massenkräfte können somit gering gehalten werden.

Da die Qualität der Experimente im wesentlichen davon abhängt, wie nahe der Einfallswinkel der Neutronen an 90° liegt, muß die auftretende Durchbiegung und Verkipfung innerhalb der vorgegebenen Toleranz von $\leq 0,01^\circ$ liegen. Um eine möglichst geringe Monochromatordicke zu erhalten, wurde der Führungsschlitten mit hoher Biegesteifigkeit dimensioniert, im Rahmen des angestrebten Gesamtgewicht von ca 2,5kg.

7.2.1 Berechnung der Durchbiegung von Monochromatorhalter und Monochromator

Daten:	Beschleunigung :	$10 \text{ g} \text{ m/s}^2$
	Antriebskraft :	ca 300 N
	Werkstoff :	AlMg 3
	E-Modul :	$7,0 \cdot 10^4 \text{ N/mm}^2$
	Dichte :	$2,7 \text{ kg/dm}^3$

Der dimensionierte Monochromatorschlitten wird als ebener Rahmen betrachtet.

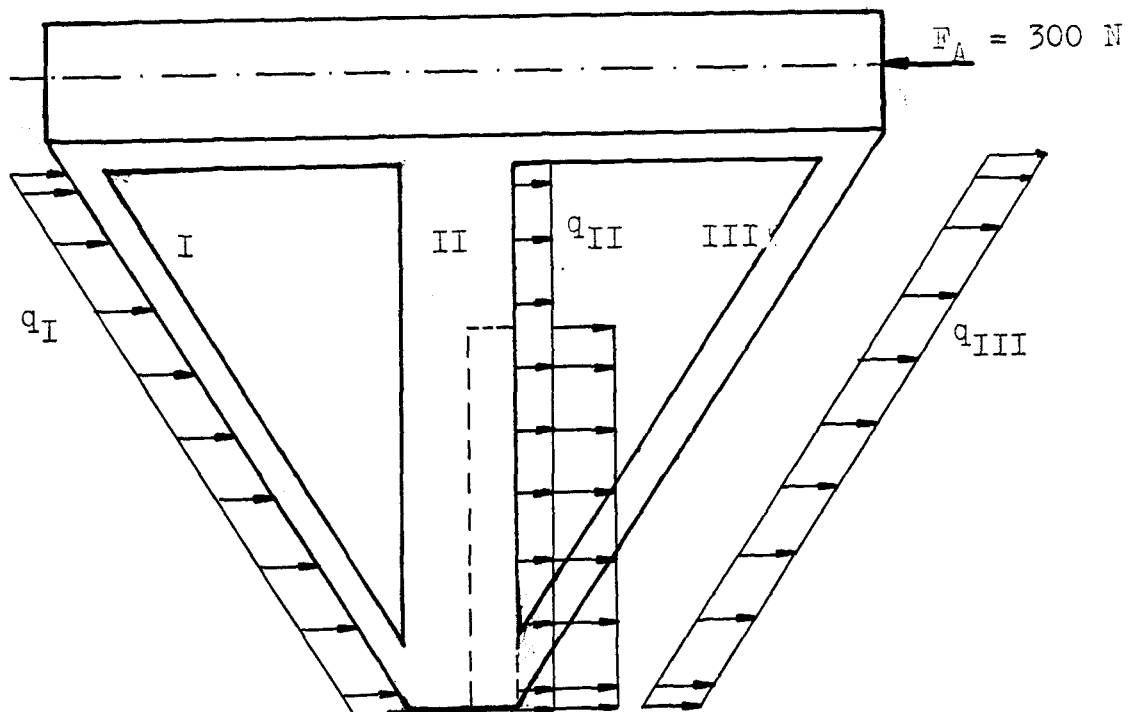


Abb. 7.2-1 : Schema des Monochromatorschlittens mit Streckenlast

Eine Verkipfung des Führungsteils, welches die Wälzführungen aufnimmt, wird ausgeschlossen, da es spielfrei geführt wird. Das vorgestellte System (Schema 7.2.1.-1) ist 6-fach statisch unbestimmt. Eine Lösung wäre mit 6 Gleichungen für 6 Unbekannte möglich. Da eine Berechnung nach der Methode Finite Elemente in der KFA in Auftrag gegeben wurde, wurde zur Kontrolle der Dimensionierung nur eine vereinfachte Berechnung durchgeführt. Es wird der Teil II des Systems alleine betrachtet, ohne die Versteifungsrippen I und III. Die Bestimmung des Biegewinkels α_{II} läßt erkennen, ob die vorgenommene Dimensionierung der Forderung gerecht wird. Die Versteifungsrippen mindern zusätzlich die Durchbiegung.

Vereinfachte Berechnung:

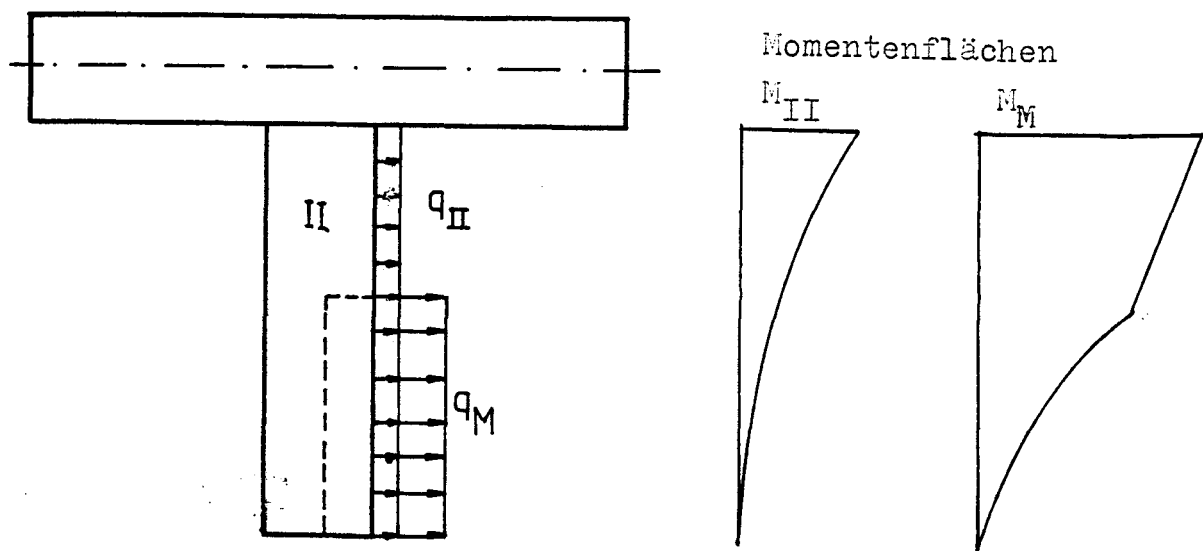


Abb. 7.2.1-2 : Vereinfachtes Schema des Monochromatorschlittens mit Streckenlast

q_{II} = Streckenlast des Monochromatorhalters

q_M = Streckenlast vom Monochromator

$$q = \frac{a \cdot G}{g \cdot l}$$

a: Beschleunigung

g: Erdbeschleunigung

G: Gewichtskraft

l: Länge

$$q_{II} = 0,045 \text{ N/mm}$$

$$q_M = 0,091 \text{ N/mm}$$

Bestimmung des Biegewinkels α_{II}

α_{II} = Biegewinkel des Monochromatorhalters

$$\alpha_{II} = \frac{M \cdot dx}{E \cdot I}$$

$$\alpha_{II} = \frac{1}{E \cdot I} \left(\frac{q_{III} \cdot l_{III}^3}{6} + \frac{3q_{II} \cdot l_M^2}{4} (l_{II} - l_M) + \frac{q_M \cdot l_M^3}{6} \right)$$

Bestimmung des Trägheitsmomentes :

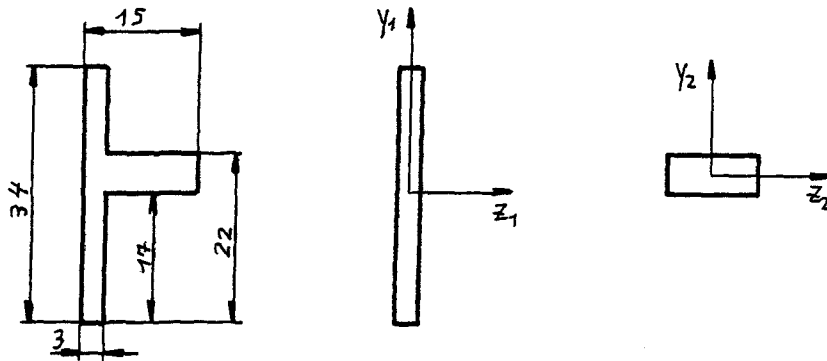


Abb. 7.2.1-3 : Querschnitt von Teil II des Monochromatoschlittens

$$I = \frac{b_1 \cdot h_1^3}{12} + y_1^2 \cdot b_1 \cdot h_1 + \frac{b_2 \cdot h_2^3}{12} + y_2^2 \cdot b_2 \cdot h_2$$

$$I = 9826 + 88,22 + 125 + 148$$

$$I = \underline{10\,187 \text{ mm}^4}$$

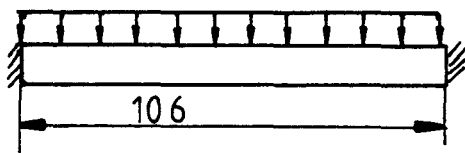
$$\alpha_{II} = \frac{1}{7,13 \cdot 10^8 \text{ N/mm}^2} \left(\frac{0,045 \text{ N/mm} \cdot (174 \text{ mm})^3}{6} + \frac{3 \cdot 0,091 \text{ N/mm} \cdot (110 \text{ mm})^2 \cdot 64 \text{ mm}}{4} + \frac{0,091 \text{ N/mm} \cdot (110 \text{ mm})^3}{6} \right) =$$

$$\alpha_{II} = \underline{1,58 \cdot 10^{-4} \text{ rad} = 9,0 \cdot 10^{-3}^\circ}$$

Der errechnete Wert von $9,0 \cdot 10^{-3}^\circ$ gilt für die Durchbiegung der Seitenteile. In der Mitte des Monochromators ist die Durchbiegung größer. Denn, unabhängig von der Biegung der Seitenteile, hat der Monochromator eine zusätzliche Durchbiegung.

Biegung des Monochromators:

Die Monochromatordicke wurde mit $b = 10 \text{ mm}$ festgelegt. Als Streckenlast gilt $q_M = 0,091 \text{ N/mm}$.



Länge $l = 106 \text{ mm}$

Höhe $h = 110 \text{ mm}$

Breite $b = 10 \text{ mm}$

Abb. 7.2.1-4 : Belastung des Kristallträgers

Durchbiegung f_M :

$$f = \frac{q \cdot l^4}{192 \cdot E \cdot I}$$

α_M = Biegewinkel des
Monochromators

$$f_M = \frac{0,091 \text{ N/mm} \cdot (106 \text{ mm})^4 \text{ mm}^2}{192 \cdot 7 \cdot 10^4 \text{ N} \cdot 3,6 \cdot 10^3 \text{ mm}^4}$$

$$f_M = \underline{2,4 \cdot 10^{-4} \text{ mm}}$$

Biegewinkel:

$$\alpha_M = 2,24 \cdot 10^{-6} \text{ mm} = 1,28 \cdot 10^{-4}^\circ$$

gesamter Biegewinkel α_S :

$$\alpha_S = \alpha_{II} + \alpha_M$$

$$\alpha_S = \underline{9,13 \cdot 10^{-3}^\circ}$$

Die vereinfachte Berechnung ergibt einen Wert, der den Toleranzangaben genügt. Die vernachlässigten Versteifungsrippen würden diesen Wert noch erheblich verbessern. Die Dimensionierung entspricht der Zielsetzung und wurde so beibehalten.

7.2.2 Kontrollrechnung nach der Methode Finite Elemente

Die Durchbiegung des Monochromatorträger(halter) wurde zur Kontrolle der vereinfachten Berechnung nach der Methode Finite Elemente berechnet. Die vereinfachte Berechnung diente zur Kontrolle der Dimensionierung. Mit Hilfe der Finite Element Methode konnten exakte Aussagen über die Verformung gemacht werden.

Im folgenden werden die Figuren 1-4 auf Seite 64-67 erläutert und die Ergebnisse der Berechnung wiedergegeben.

Figur 1 (S.64)

Das Modell, welches als Berechnungsgrundlage benutzt wurde, zeigt Figur 1. Aus Symmetriegründen braucht nur die Hälfte des Monochromatorträgers nachgebildet zu werden. Die beiden Bohrungen stellen die Führungen dar, mit denen der Monochromatorträger auf dem Führungsgestänge gleitet.

Figur 2 (S.65)

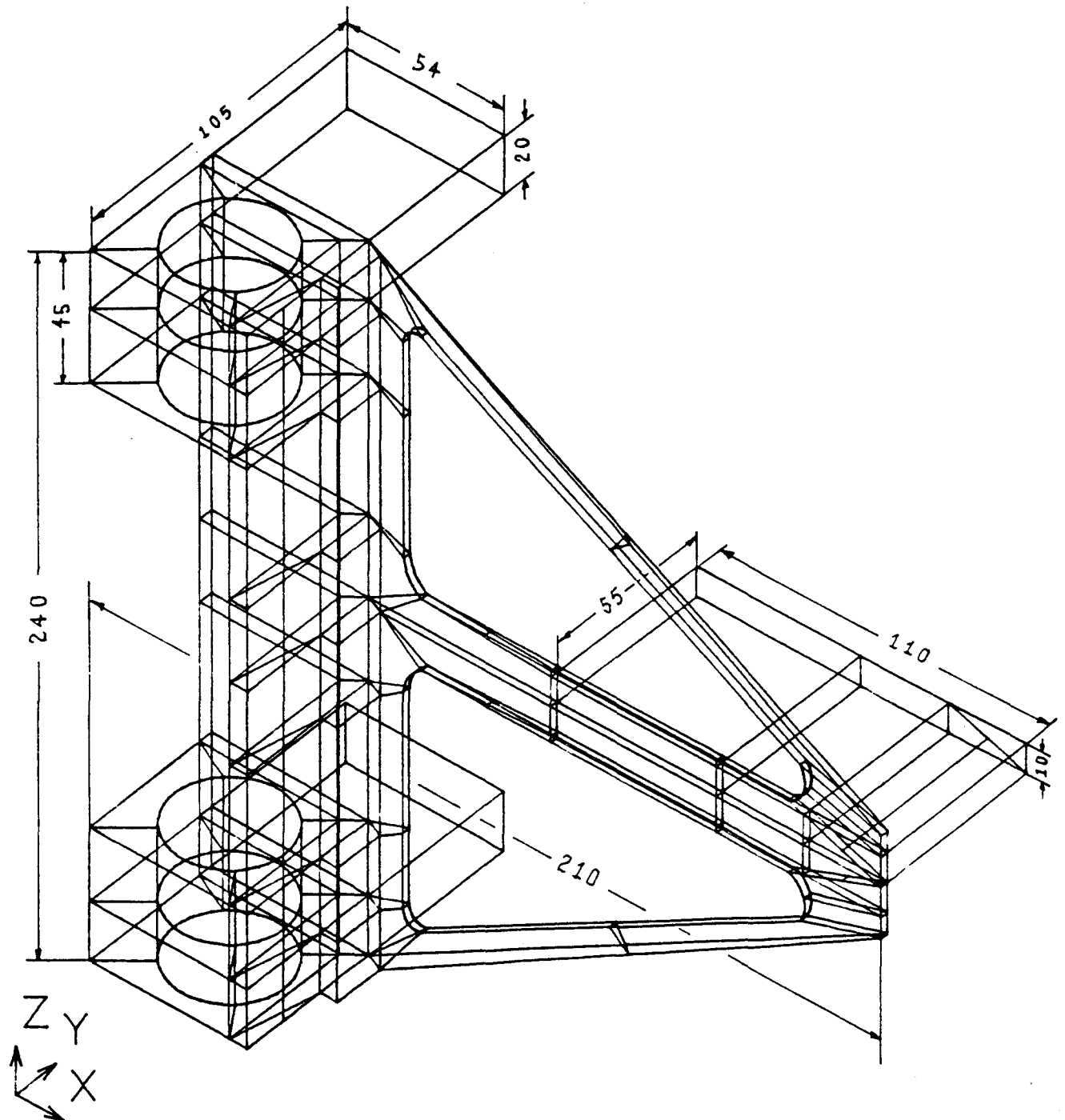
Die Figur 2 zeigt eine Seitenansicht. Die Führungen müssen auch im Modell als solche behandelt werden.

Figur 3 (S.66)

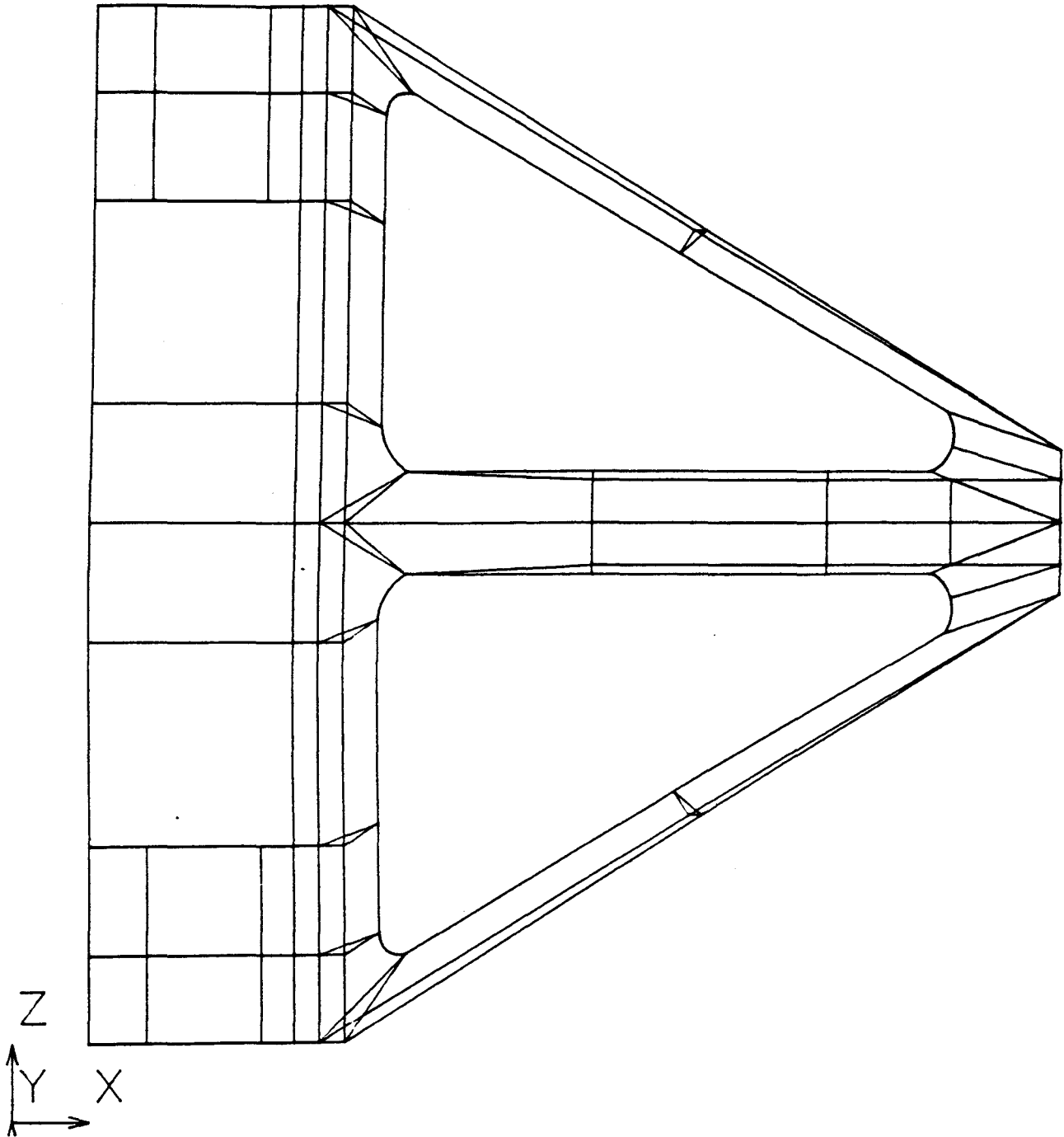
Die entsprechenden Festhaltungen oder Sperrungen von Freiheitsgraden sind in Figur 3 dargestellt. Man sieht, daß längs der Symmetrieachse alle Freiheitsgrade gesperrt wurden, die zu einem Überschreiten dieser Ebene führen können. Alle Verschiebefreiheitsgrade sind in dem Punkt gesperrt, in welchem der Antriebspleuel angreift.

Figur 4 (S.67)

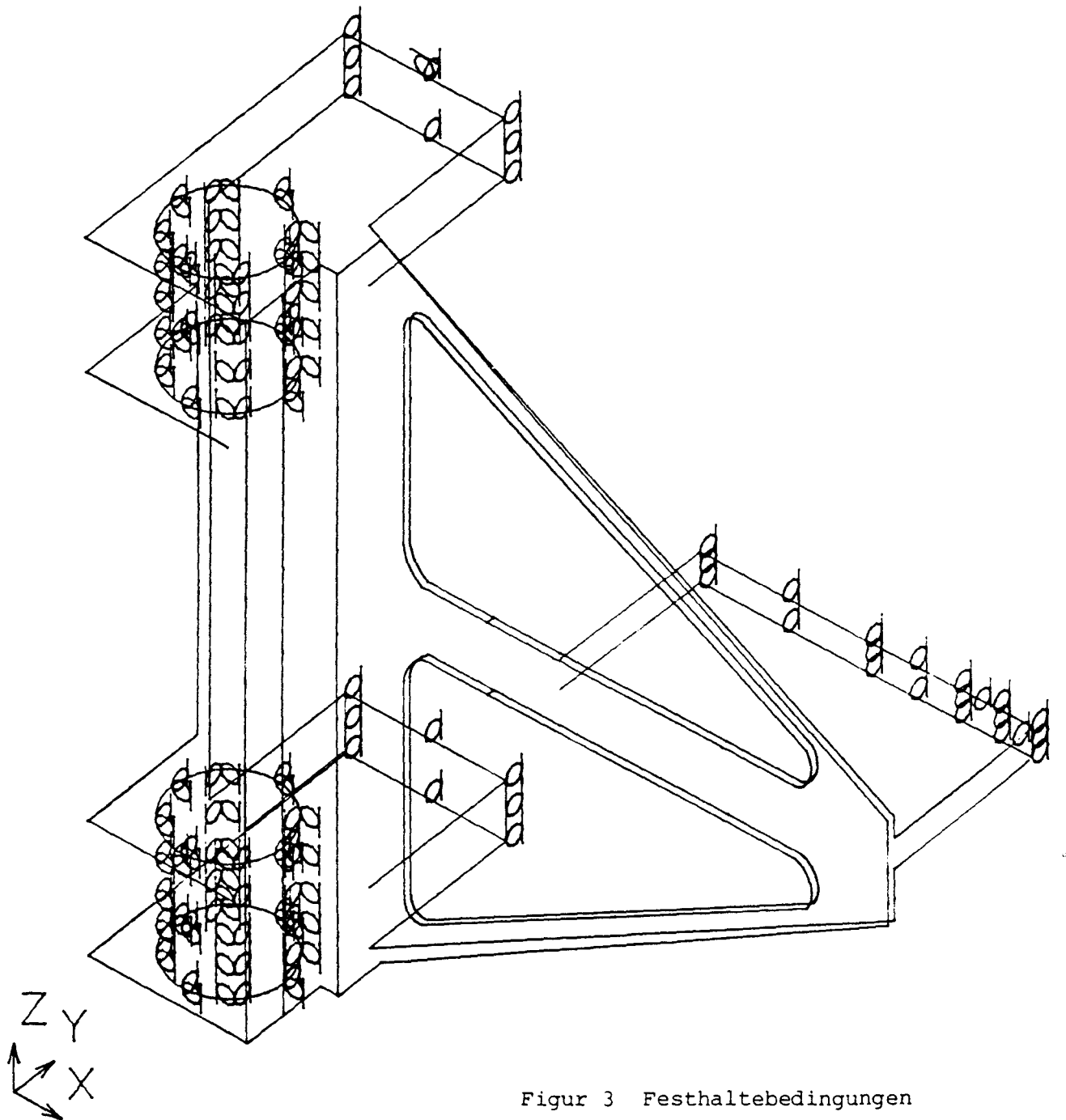
Figur 4 zeigt in Übereinanderzeichnung die verformte Struktur (dickere Linien) und die unverformte Struktur (dünne Linien).



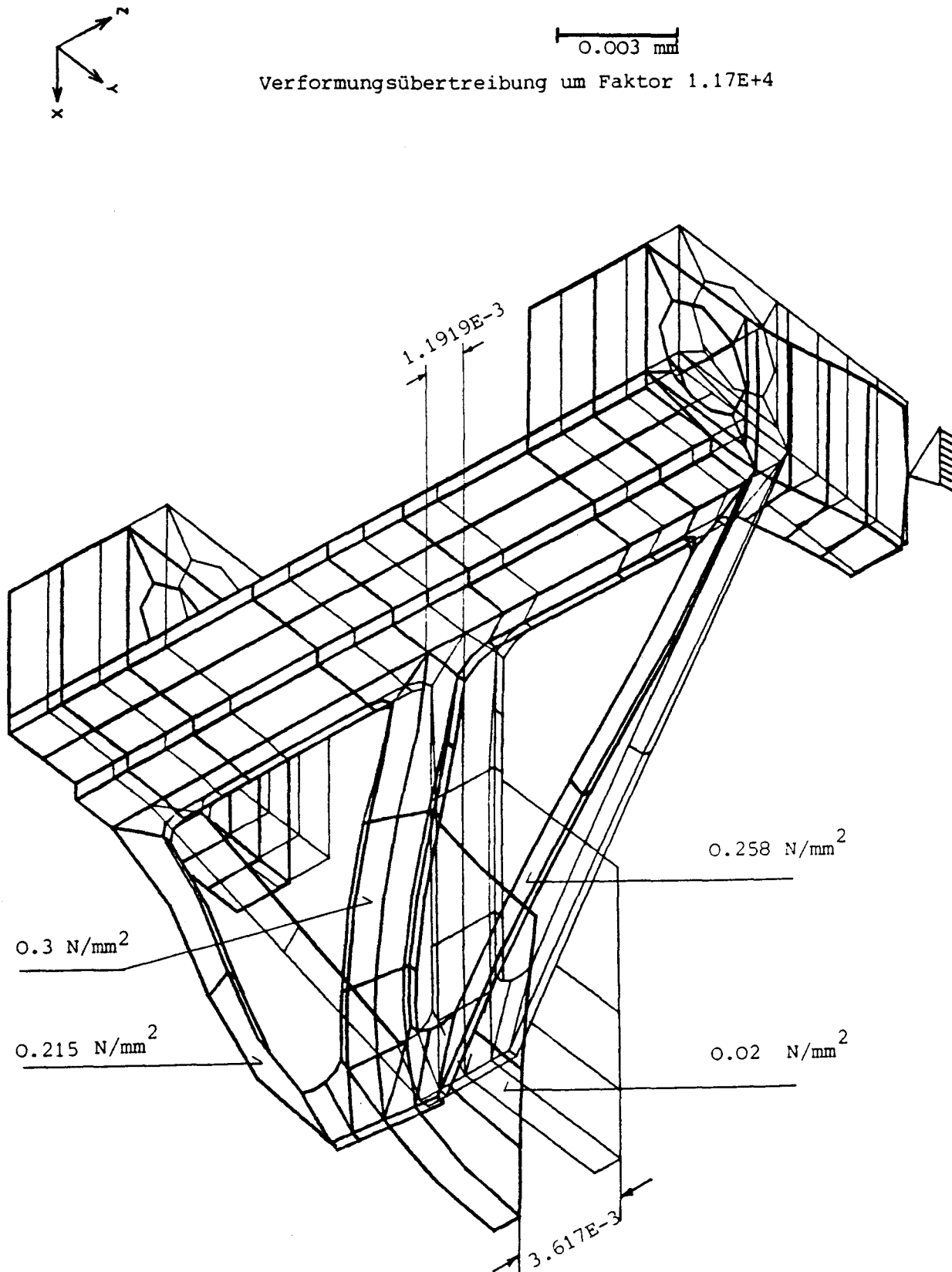
Figur 1 Finite-Element-Modell des Monochromatorträgers



Figur 2 Seitenansicht des Rechenmodells



Figur 3 Festhaltebedingungen



Figur 4 Ergebnisgraphik mit übertriebenen Verformungswegen und angeschriebenen Vergleichsspannungen

Die größte Verformung tritt im Bereich der Monochromatorplatte auf. Sie beträgt

$$u_{\max} = \underline{0.003617 \text{ mm}} .$$

Um den Auslenkwinkel des Trägers zu bestimmen, braucht man noch die Verformung der Wurzel des Trägerarms. Sie ist mit 0.0011919 mm ebenfalls in Figur 4 eingetragen. Die Differenz aus beiden Verschiebewegen folgt nun mit

$$\Delta u = \underline{0.0024251 \text{ mm}} .$$

Der Trägerarm ist $l = 168 \text{ mm}$ lang. Der auftretende Auslenkwinkel beträgt

$$\alpha = \arctan \frac{u}{l} = \underline{8.27 \cdot 10^{-4} \text{ °}}$$

Die auftretende Auslenkung bleibt um den Faktor 12 unter dem erlaubten Wert.

Sie errechnete Massenkraft der Gesamtstruktur beläuft sich auf

$$F_z = \underline{224,22 \text{ N}} .$$

Daraus resultiert eine Gesamtmasse von $M = \underline{2385 \text{ g}}$.

Eine Spannungsbewertung ist nicht notwendig. Die höchste lokale Spannung ist mit $0,3 \text{ N/mm}^2$ errechnet worden. In Figur 4 sind entsprechende Vergleichsspannungen angegeben. Die Dauerfestigkeit liegt für den Werkstoff AlMg3 zwischen 71 und 126 N/mm^2 . Es besteht also eine 237-fache Sicherheit gegenüber dem kleineren Wert

Durch die Berechnung konnten die vorhandenen Daten als richtig bestätigt werden. Zusätzliche Informationen , wie die Angaben zur Masse und Massenkraft wurden bestimmt. Die exakte Größe der Verbiegung stellte sich als geringer heraus als die pessimistische Berechnung ergeben hatte. Die errechneten Daten lassen eine gute Energieauflösung erwarten.

7.2.3 Massenausgleich

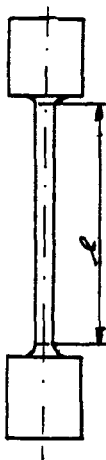
Auf Grund der geringen Masse bei reiner oszillierender translatorischer Bewegung wird auf einen Massenausgleich vorerst verzichtet. Die Belastung des Führungssystem ist gering. Ein äußerer Momentenausgleich wäre möglich, indem zusätzliche Massen über dem System angebracht würden. Dies würde aber die zu bewegende Masse wieder erhöhen. Um den einen Vorteil nicht vor-schnell gegen einen anderen Nachteil aufzuheben, sollte die Versuchsphase die nötigen Kenntnisse über den anzustrebenden Massenausgleich bringen. Das Nachrüsten mit Ausgleichsmassen würden einen geringen Aufwand bedeuten.

7.3. Dimensionierung des Ankopplungssystems von Hydraulikzylinder und Monochromatorschlitten

s. Zeichnung Nr. 670.341283.03/1

Einen wesentlichen Einfluß auf den störungsfreien Betrieb, bei hoher Lebensdauer, hat das Ankopplungssystem zwischen Hydraulikzylinder und Monochromatorschlitten. Es muß in der Lage sein Fluchtungsfehler, resultierend aus Fertigung und Montage, auszugleichen und die dabei auftretenden Querkräfte und Biegemomente zu kompensieren. Das Ankopplungssystem muß spielfrei und verschleißfrei sein, deshalb kommen Kugelgelenke und Kardangeln nicht in Frage. Stattdessen wird das Prinzip des Krafteinlenkungsstabes verwendet, welches auch bei der Ankopplung von Hydropulsanlagen verwendet wird. Krafteinlenkungsstäbe stellen federnd nachgiebige Verbindungsglieder dar. Sie sind in der Lage auftretende Fluchtungsfehler auszugleichen.

7.3.1. Berechnung des Krafteinlenkungsstabes



Werkstoff: 38 Si 7 nach
Din 17 221

$$\begin{aligned}\sigma_B &= 1180 \text{ N/mm}^2 \\ \sigma_{0,2\%} &= 1030 \text{ N/mm}^2 \\ G_{bw} &= 531 \text{ N/mm}^2 \\ G_w &= 354 \text{ N/mm}^2\end{aligned}$$

Abb. 7.3.1-1 : Krafteinlenkungsstab(vereinfacht)

Durchmesserdimensionierung mit Hilfe von Euler:

Mit der Berechnung auf Knickung kann eine Dimensionierung des Durchmessers vorgenommen werden. Eine Berechnung auf Biegung, Zug und Druck schließt sich an.

Belastungsfall IV.: $l_k = 0,5 \text{ l}$

$l = 55 \text{ mm}$

F_{An} : Antriebskraft

$F_{An} = 300 \text{ N}$

v_k : Knicksicherheit

$v_k = 10$

F_K : Eulersche Knicklast

$F_k = F_{An} \cdot v_k = \underline{3000 \text{ N}}$

λ_0 : Grenزشlankheitsgrad

λ_{vor} : vorhandener Schlankheitsgrad

I : minimaler Trägheitsradius

F_K : Knickspannung

A : Querschnittsfläche

I_{min} : minimales Trägheitsmoment

Eulerbedingung: $\lambda_{vor} > \lambda_0$

$$\lambda_0 = \pi \cdot \sqrt{\frac{E}{G_{0,2\%}}} = \pi \cdot \sqrt{\frac{2,1 \cdot 10^5 \text{ N/mm}^2}{1030 \text{ N/mm}^2}}$$

$$\lambda_0 = \underline{44,8}$$

$$\lambda_{vor} = \frac{l_k}{i}$$

$$i = \sqrt{\frac{I_{min}}{A}}$$

$$\lambda_{vor} = \underline{88}$$

$$i = \underline{0,625 \text{ mm}}$$

Die Eulerbedingung ist erfüllt. λ_{vor} ist größer als λ_0 .
Somit kann der Durchmesser nach Euler bestimmt werden.

$$F_K = \frac{\pi^2 \cdot E \cdot I}{(l_k)^2}$$

$$I_{min} = \frac{F_k \cdot l^2}{4 \cdot \pi^2 \cdot E}$$

$$I_{min} = \frac{3000 \text{ N} \cdot (55 \text{ mm})^2}{4 \cdot \pi^2 \cdot 2,1 \cdot 10^5 \text{ N/mm}^2}$$

$$I_{min} = \underline{1,095 \text{ mm}^4}$$

$$I = \frac{\pi \cdot d^4}{64} \geq 1,095 \text{ mm}^4$$
$$d \geq \sqrt[4]{\frac{0,904 \text{ mm}^4 \cdot 64}{\pi}} = 2,17 \text{ mm}$$
$$d_{\text{gew}} = \underline{2,5 \text{ mm}}$$

Es wird ein Durchmesser von 2,5 mm gewählt. Eine Sicherheit auf Knickung > 10 mm ist damit gewährleistet.

vorhandene Zug- und Druckspannungen:

$$\sigma_{\text{zvor}} = \frac{F}{A} = \frac{300 \text{ N} \cdot 4}{\pi \cdot (2,5 \text{ mm})^2} = \underline{61,1 \text{ N/mm}^2}$$

vorhandene Sicherheit:

$$S_z = \frac{\sigma_w}{\sigma_{\text{zvor}}} = \frac{290 \text{ N/mm}^2}{61,6 \text{ N/mm}^2} = \underline{4,75}$$

Die Sicherheit auf Zug und Druck ist ebenfalls ausreichend.

Biegebeanspruchung

Es wird eine maximale Auslenkung von 0,3 mm angenommen. Ausgehend von diesem Versatz wirkt ein Biegemoment von der Antriebskraft. Die Auslenkungskraft, die zur Ankopplung nötig ist, verursacht ein zweites Moment.

Auslenkungskraft F_a :

$$F_a = \frac{f \cdot E \cdot I \cdot 3}{l^3}$$
$$F_a = \frac{0,3 \text{ mm} \cdot 2,1 \cdot 10^5 \text{ N/mm}^2 \cdot (2,5 \text{ mm})^4}{(55 \text{ mm})^3 \cdot 32}$$
$$F_a = \underline{1,45 \text{ N}}$$

Summe der Biegemomente (ungünstigster Fall):

$$M_S = F_a \cdot l + F_{An} \cdot 0,3 \text{ mm}$$

$$M_S = 79,75 \text{ Nmm} + 90 \text{ Nmm} = \underline{169,8 \text{ Nmm}}$$

vorhandene Biegespannung:

$$\sigma_{bvor} = \frac{M_S}{W_b} = \frac{169,8 \text{ Nmm} \cdot 32}{(2,5 \text{ mm})^3} = 110,7 \text{ N/mm}^2$$

vorhandene Sicherheit S_b :

$$S_b = \frac{\sigma_{bw}}{\sigma_{bvor}} = \frac{531 \text{ N/mm}^2}{110,7 \text{ N/mm}^2} = \underline{4,79}$$

Die Sicherheit auf Biegung ist ebenfalls ausreichend

Nach Möglichkeit sollte ein Dauerschwingversuch durchgeführt werden, um Aufschluß über Lebensdauer und Ermüdung zu erhalten.

7.4. Auslegung des Antriebsgestell

s. Zeichnung Nr. 670.341283-02/0

Das Gestell des Doppler-Antrieb wird aus einem Teil gegossen. Um spezielle Informationen, zu den gußtechnischen Schwierigkeiten und gießgerechter Konstruktion zu erhalten, wurde das Gußwerk Eschweiler besucht. Dort wurde als Werkstoff ein GG 25 mit ca. 2% Nickel, zur Erzeugung eines feinkörnigen Gefüges, vorgeschlagen. Ein Spannungsfreiglühen ist nicht erforderlich. Hinweise zur Gestaltung des Gestells (Aushebeschrägen von ca. 2% , gleiche Wandstärken) wurden in die Konstruktion umgesetzt.

Das Gußgestell bietet wesentliche Vorteile gegenüber einer Schweißkonstruktion oder Schraubenkonstruktion. Der Graphitgehalt im Gußeisen bewirkt eine leichte Bearbeitbarkeit und schwingungsdämpfende Eigenschaften des Gestells. Durch die einteilige Form des Gestells ist ein sehr genaues Einschleifen der Prismen (Parallelität), zur Aufnahme der Führungswellen, möglich. Notwendige Fertigungstoleranzen, wie bei Schraubenverbindungen (Bohrungsabstände, Toleranzen der Einzelteile etc.) entfallen, ebenso die Gefahr des Spannungsverzuges, der bei Schweißkonstruktionen auftreten kann.

Damit Schwingungen beim Antrieb soweit möglich vermieden werden wurde das Gestell sehr massiv ausgelegt. Durch die große Masse liegt die Eigenfrequenz so hoch, daß eine Erregung, durch die oszillierende Bewegung des Monochromatorschlittens, nicht wahrscheinlich ist.

7.5. Ausrichtung (2 f) des Antriebes

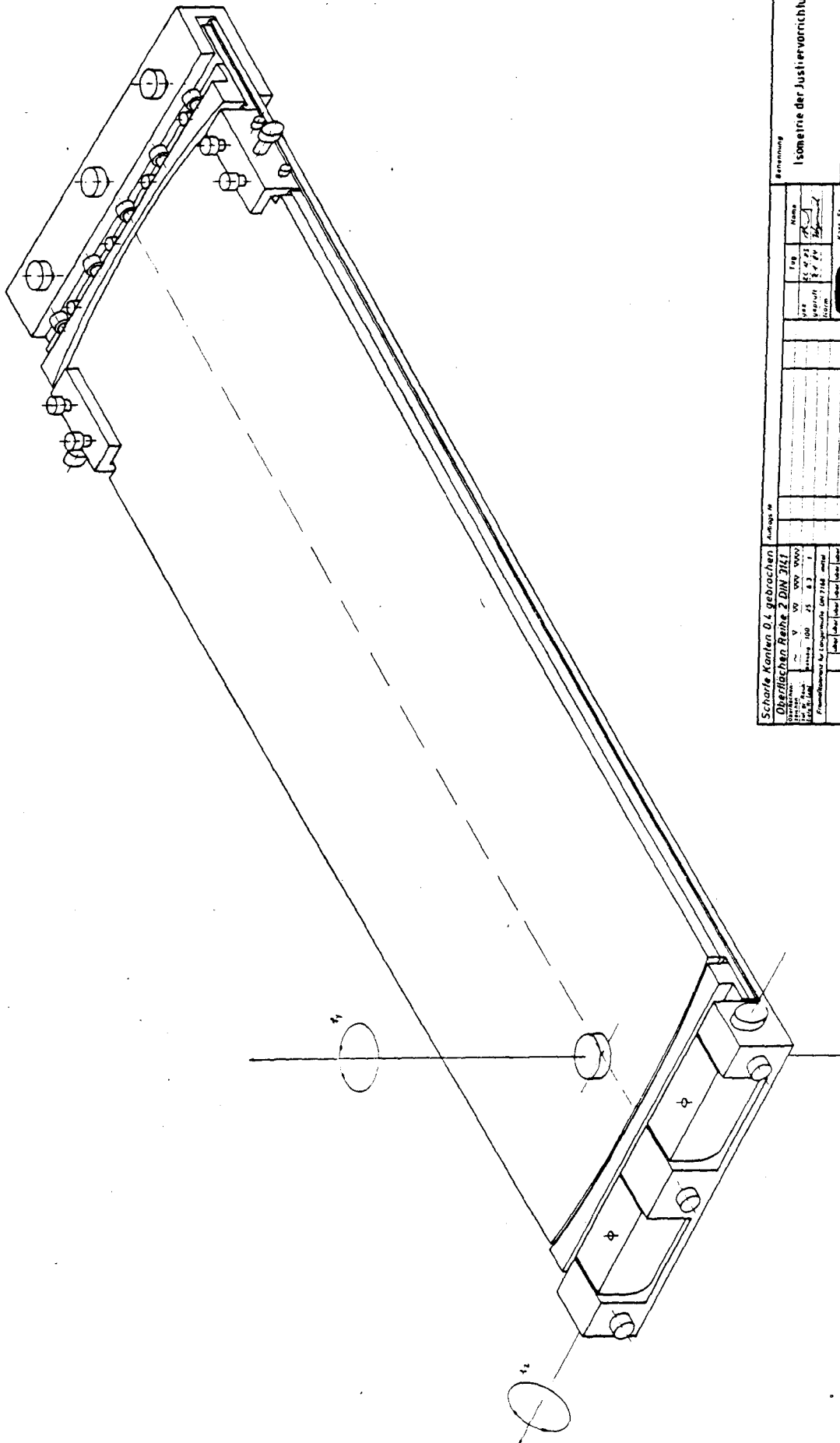
s. Zeichnung Nr. 670.341283.04/0

Die Anforderungen an den Antrieb beinhalten, daß die Verkipfung des Kristallträgers nicht größer als $0,01^\circ$ sein darf. Dieses Problem wird einmal durch die konstruktive Auslegung des Führungsschlittens gelöst. Diese Auslegung verhindert aber nur die Verkipfung, welche aus der Dynamik des Antriebes resultiert. Um die gewünschte Funktion zu ermöglichen, muß die Plazierung des Antriebes und damit des Monochromators rechtwinklig zum Neutronenstrahl erfolgen. Dazu ist eine Ausrichtung um 2 Freiheitsgrade notwendig. Die Ausrichtung wird mittels Verstellerschrauben mit Feingewinde vorgenommen. Die Justiervorrichtung wurde so konstruiert, daß jeder Freiheitsgrad getrennt eingestellt wird.

Als Verstellerschrauben wurde gewählt: M16 x 1 und M12 x 1 , das heißt bei einer Umdrehung verstellt sich die Platte bei beiden Schraubengrößen um 1 mm .

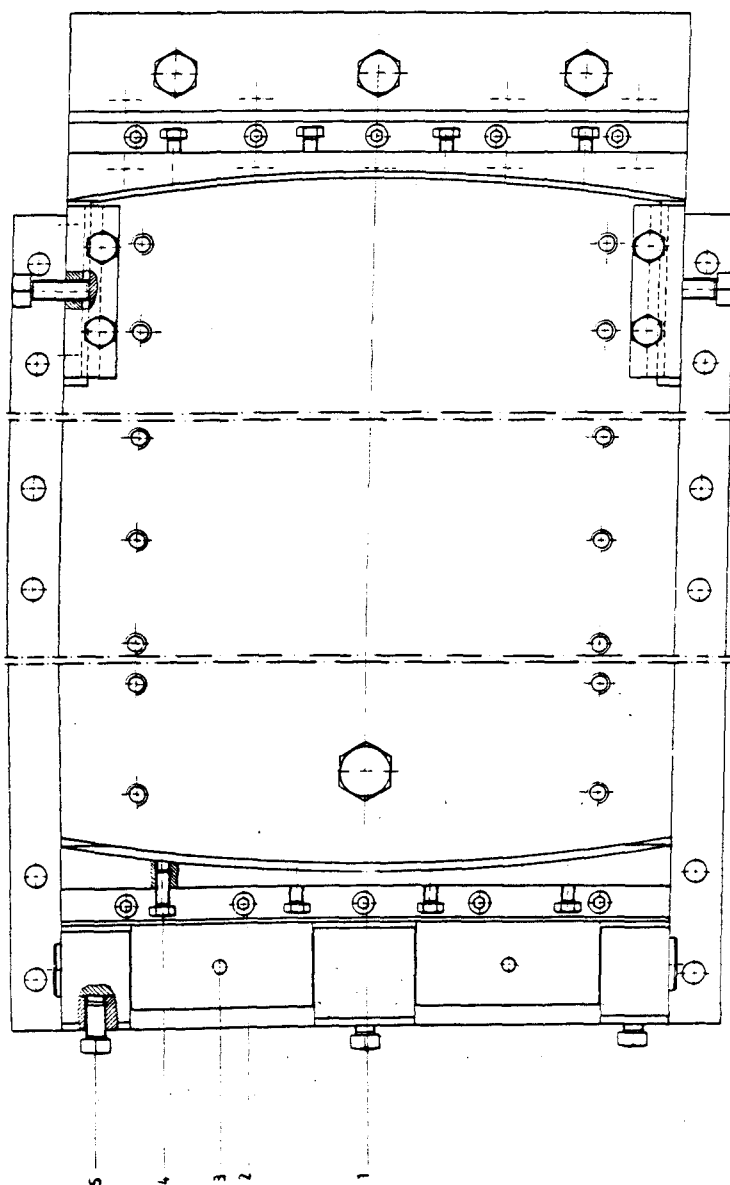
Diese Platte unterliegt nicht dem Änderungsdienst

Für diese Zeichnung ist eine Vorzeichnung zu erstellen, die auch für den Fall der Fälschung der Zeichnung als Nachweis für die Echtheit der Zeichnung dienen kann. Diese Vorzeichnung ist in der Zeichnung anzugeben.



Scharfe Kanten 0,4 gebrochen		V		VV		VVV		VVVV	
Oberflächen Reihe 2 DIN 7181		100		25		8		3	
Fräskanten für Langformen DIN 7182		100		25		8		3	
Hauptmaß		0,5		1		2		3	
Bereich		0,5		1		2		3	
Abweichung		0,05		0,1		0,2		0,3	
Toleranz		0,05		0,1		0,2		0,3	

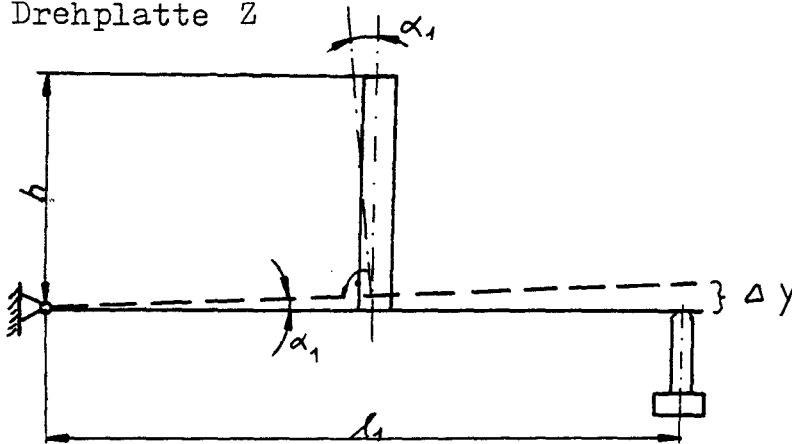
Bezeichnung		Isometrie der Justervorrichtung		Maßstab		1:2	
Zeichnungs-Nr.		A1		Form		A1	
Erstellt durch		Erstellt durch		Form		A1	
Erstellt durch		Erstellt durch		Form		A1	



1000 1000 1000

Bestimmung der Verstellgrößen:

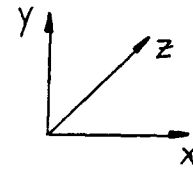
Drehplatte Z



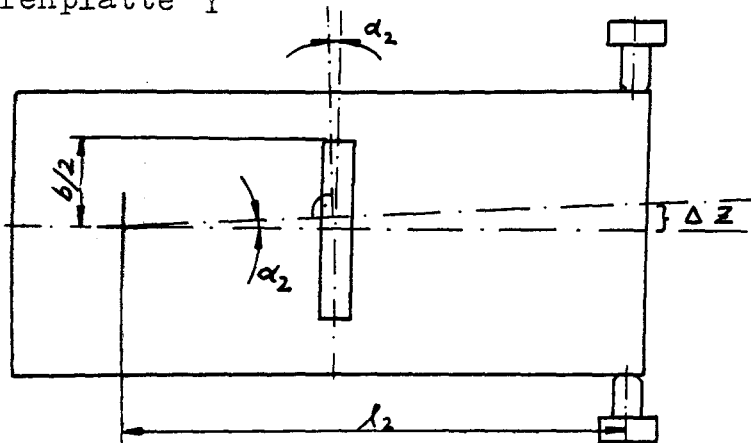
$$l_1 = 1188 \text{ mm}$$

$$h = 220 \text{ mm}$$

$$\tan \alpha_1 = \frac{\Delta y}{l_1} = \frac{\Delta x_1}{h}$$



Drehplatte Y



$$l_2 = 896 \text{ mm}$$

$$b/2 = 53 \text{ mm}$$

$$\tan \alpha_2 = \frac{\Delta z}{l_2} = \frac{\Delta x_2}{b/2}$$

Winkelverstellung β der Verstellschrauben zur Änderung der Winkellage des Monochromators um $0,01^\circ$

$$\alpha_1 = 0,01^\circ \quad \Delta y = \tan \alpha_1 \cdot l_1 = 0,207 \text{ mm}$$

$$\beta_1 = \frac{\Delta y}{p} 360^\circ = \underline{74,5^\circ}$$

$$\alpha_2 = 0,01^\circ \quad \Delta z = \tan \alpha_2 \cdot l_2 = 0,156 \text{ mm}$$

$$\beta_2 = \frac{\Delta z}{p} 360^\circ = \underline{56,2^\circ}$$

p = Steigung

Die Verschiebung der Grundplatten in Folge der Drehung wird nicht berücksichtigt, da diese keinen Einfluß auf die Qualität der Experimente hat. Die gewählten Verstellschrauben, mit einer Steigung von 1 mm, erlauben eine genügend genaue Einstellung.

Um eine Verstellung außerhalb des Toleranzbereiches zu erhalten, muß die Stellschraube 1 um $74,5^{\circ}$ verdreht werden und die Stellschraube 2 um $56,2^{\circ}$.

Nachdem der Antrieb rechtwinklig ausgerichtet ist (z.B. mit Hilfe eines Lasers), werden die Drehplatte Y und Z verklemmt. Dies geschieht mittels Schrauben. Die Bauteile wurden so gestaltet, daß die Verbindungen sowohl kraft- und auch formschlüssig sind.

7.6. Fundament des Antriebes

Der Antrieb wird auf einem Betonfundament befestigt. Dies ist wesentlich günstiger als ein Antriebstisch, der durch seine Höhe (ca. 1400 mm) sehr leicht zu Schwingungen neigt und keine eigenen schwingungsdämpfenden Eigenschaften besitzt. Dagegen gewährleistet das Betonfundament eine sichere Auflagerung. Es unterstützt eine Verringerung der Antriebsschwingungen durch eine große Masse. Durch die große Masse ist die Erregerschwingzahl wesentlich größer als die Eigenschwingzahl des Antriebes. Diese tiefe Abstimmung wird im wesentlichen durch eine weiche Federung unterstützt.

8. Zusammenfassung

Diese Arbeit befaßt sich im ersten Teil mit der Entwicklung eines Antriebes zur Erzeugung eines Dopplereffektes. Nach einer Einführung in die physikalischen Hintergründe, Erörterung der einzelnen Forderungen und der Vorstellung von Lösungsmöglichkeiten wird mit Hilfe einer Nutz-Wertanalyse der optimale Antrieb ermittelt. Der zweite Teil der Arbeit befaßt sich mit der konstruktiven Auslegung des mechanischen Teils des Antriebes. Es werden Dimensionierung und Berechnung dargestellt.

Der Antrieb, der die gestellten Anforderungen erfüllt, ist ein Hydraulikantrieb. Er besteht aus einem doppelwirkendem Zylinder mit durchgehender Kolbenstange. Als Regelung wird ein Lageregelkreis verwendet, der über entsprechende Sollwert-Formung das gewünschte Geschwindigkeitsprofil ermöglicht. Mit dieser Regelung ist es möglich die geforderten Geschwindigkeitsprofile zu realisieren und auch jedes andere Kurvenprofil, im Bereich der zulässigen Rahmenbedingungen (maximale Beschleunigung, Verkipfungswinkel etc.)

Durch den Lageregelkreis wird das System weniger angeregt als bei Verwendung von Steuerketten oder Geschwindigkeitsregelkreis. Die Oberschwingungstoleranzen können dabei eingehalten werden. Diese Regelergebnisse konnten durch eine Simulation auf einem Analogrechner der TH Aachen ermittelt werden.

Als wichtigste Ergänzung zum zweiten Teil kann gesagt werden, daß der Antrieb von der konstruktiven Seite her noch dynamischer betrieben werden kann. Da der Verkipfungswinkel um den Faktor 12 unter der Toleranzangabe liegt, wäre es möglich, die zulässige Beschleunigung und damit die erreichbare Geschwindigkeit zu erhöhen. Auch im Ankopplungssystem sind noch Reserven vorhanden.

9 Literaturverzeichnis

Fachbücher:

W. Gläser

Einführung in die Neutronenphysik

Thiemig Taschenbücher/Verlag K. Thiemig

München 1972

E. Lüscher

Experimentalphysik I

Mechanik, geometrische Optik, Wärme

2. Teil/Hochschultaschenbücher Band 144/1979

Gert Luda

Drehstromasynchron-Linearantriebe

Vogel Verlag 1980

B-K. Budig

Drehstromlinearmotoren

Dr. Alfred Hüthig Verlag/Heidelberg, Basel 1980

H.-L. Leufgen

Diplom - Arbeit FH Aachen, Abt. Jülich 1980

Aufbau eines Asynchronlinearmotors zum Transport
von Metallbändern und meßtechnische Ermittlung
des Betriebsverhalten

F. u. D. Findeisen

Ölhydraulik in Theorie und Anwendung

Carl Heuser Verlag/München 1968

H. Lang.

Hydraulische Arbeitszylinder

Krauskopf Verlag/Mainz 1964

A. Schmitt
Der Hydraulik-Trainer
Lehr- und Informationsbuch über die Hydraulik
Mannesmann Rexroth

K. Hain
Angewandte Getriebelehre
VDI-Verlag/Düsseldorf 1961

L. Hagedorn
Konstruktive Getriebelehre
Schrödel Verlag 1977

Wiemer
Luftlagerungen
VEB Verlag Technik/Berlin 1969

W. Bartz
Luftlagerungen, Grundlagen und Anwendungen
Band 78, Kontakt und Studium
Export Verlag

O.R. Lang , W. Steinhilper
Gleitlager
Springer Verlag/Berlin-Heidelberg-New York/1972

M. Weck , R. Rinker
VDI - Bericht 410
Einsatz von Geradföhrungen an Werkzeugmaschinen
VDI-Verlag 1981

Fachaufsätze:

Dr. Ing. Ota Roubicek, VUSE-Forschungsinstitut
Tschechoslowakei
Linearantriebe für Industrierzwecke
ETZ - Bd. 29 (1977)

W. Dekeroi, P. v. Grumbkow, H. Weh, U. Feldmann,
P. K. Sattler, G. Kratz, P. Appun, H. Buchberger,
M. Reutmeister,
Kurzstator-Linearmotoren - Stand und Entwicklung
ETZ - A Bd 96 (1975) H9

R. Neuhaus
Elektropneumatischer Servoantrieb mit Lage-
regelung
ölhydraulik u. pneumatik 25 (1981) Nr.2

J. Niederstadt
Positionieren mit pneumatischen Antrieben
VDI-Z. 122 (1974) Nr. 17

H. Noske, J. J. H. Croymans
Schrittmotoren richtig angewandt
Elektronik (1974) Heft 6

K. Schirmeister
Beurteilung von Bewegungsgesetzen für Kurven-
getriebe im Hinblick auf Schwingungserregung
Maschinenbautechnik(Getriebetechnik) 18 (1969)1

G. Merhar
Getriebetechnische Lösungskataloge
Maschinenbautechnik 27 (1978) 5

G. Gentzen, Karl-Marx-Stadt
Aufbau der Mechanismen - 2 Getriebeglieder
Maschinenbautechnik 22 (1973) 12

E. Göllner
Verhalten von elektrohydraulischer Geschwindig-
keitsregellungen
ölhydraulik und pneumatik 23 (1979) Nr. 9, 11,

C. Martin, Dresden

Einfluß der Gestaltung hydrostatischer Antriebssysteme auf ihr parametrisches Schwingungsverhalten

Maschinenbautechnik 22 (1973) 12

v. Sprockhoff, H.M. Jacobs

Regelung von hydrostatischen Zylinderantriebe mit Servopumpe bei zeitvarianten Einflußgrößen
ölhydraulik und pneumatik 23 (1979) Nr.4

K. Littmann, KDT, Karl-Marx-Stadt

Regelung schneller Antriebe mit Mikrorechnern
am Beispiel eines elektrohydraulischen Lageregelkreis

Elektrie 35 (1981) H. 5

H. Schindler/Berlin

Einfluß der Werkstoffpaarung auf die Gleit- und Genauigkeitseigenschaften von Geradföhrungen

Maschinenbautechnik 18 (1969) Heft 7

K. Schreyer

Föhrungen und Lagerungen in der Feinwerktechnik
VDI-Z. 122 (1980) Nr. 23/24

H. Habermann, G. Liard

Das aktive Magnetlager - ein neues Lagerungsprinzip

Kugellager-Zeitschrift 192

R. Unterberger

Vereinfachte Berechnung der Tragfähigkeit von aerostatischen Luft- Lagern und Föhrungen
Feinwerktechnik & Meßtechnik 87 (1979) 8

Firmen- Informationen, Prospekte:

DEMAG - Antriebstechnik
Linearmotoren
2000 Hamburg 50

Herbert Hähnchen KG
Hydraulikzylinder
7302 Ostfildern 1 -Ruil

ACONA
Hydraulikanlagen
5120 Herzogenrath 3

JARO
Hydraulische Systemtechnik
5100 Aachen

Mannesmann Rexroth
Hydraulikanlagen
8770 Lohr am Main

SKF
Li nearkugellager
6000 Frankfurt 19

Magnetic - Elektromotoren GmbH
Elektrische Linearantriebe
7867 Maulberg

Phytron - Elektronik GmbH
Schrittmotoren
8038 Gröbenzell

FAG
Kugelbüchsen
8720 Schweinfurt

Feinprüf
Hochgenau - Kugelführungen
3400 Göttingen

Klüber Lubrication München KG
Schmierstoffe
8000 München 70

Carl Schenk AG
Krafteinleitungsstäbe
6100 Darmstadt

10 Anhang (getrennt in zusätzlichem Ordner)

Inhalt: 5 Stücklisten

1 Zusammenbauzeichnung: Doppler-Antrieb

3 Baugruppenzeichnungen: Antriebsgestell

: Monochromatorschlitten

: Justiervorrichtung

19 Einzelteilzeichnungen

1 Isometrie

Zeichnungsbenennung	Zeichnungsnummer	Format
Dopplerantrieb	670.341283/0	A0
Antriebsgestell	670.341283-02/0	A0
Gestell	670.341283.02-01/0	A0
Fixierteil	670.341283.02-02/4	A4
Zylinderplatte	670.341283.02-03/2	A2
Blech	670.341283.02-04/4	A4
Prisma	670.341283.02-05/4	A4
Monochromatorschlitten	670.341283.03/1	A1
Krafteinleitungsstab	670.341283.03-01/4	A4
Kopplungsflansch	670.341283.03-02/4	A4
Scheibe	670.341283.03-03/4	A4
Monochromator	670.341283.03-04/3	A3
Führungskörper	670.341283.03-07/2	A2
Seitenteil	670.341283.03-09/2	A2
Seitenteil	670.341283.03-10/2	A2

Zeichnungsbenennung	Zeichnungsnummer	Format
Justiervorrichtung	670.341283.04/0	A0
Drehplatte Y	670.341283.04-01/0	A0
Justierungsgrundplatte	670.341283.04-03/0	A0
Winkelflansch	670.341283.04-04/3	A3
Spannteil	670.341283.04-05/2	A2
Achse	670.341283.04-06/3	A3
Gegenhalter	670.341283.04-07/2	A1
Drehplatte Z	670.341283.04-08/0	A0